

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

Zařízení pro úpravu kovového šrotu - vyřazených kolejnic
Equipment for scrap metal processing - discarded rails

Student:

Bc. Michael Urbančík

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michael Urbančík**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení

Téma: **Zařízení pro úpravu kovového šrotu - vyřazených kolejnic**
Equipment for Scrap Metal Processing - Discarded Rails

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh lamačky kolejnic sloužící ke zpracování vyřazených železničních kolejnic jako kovového odpadu. Lamačku kolejnic koncipujte jako nástavbu pro připojení na mobilní nakladač. K pohonu pohyblivých komponent lamačky kolejnic využijte hydraulické pohony.

Výchozí parametry:

Min. lámaná délka kolejnice	250 mm
Výkon	cca 7 t.hod-1
Maximální hmotnost	cca 4000 kg

Proved'te:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení lamačky kolejnic,
- detailní konstrukční zpracování řešení lámací (pracovní) části lamačky, dopravníku kolejnic do lámací části včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] SÝKORA M. a kol. : *Výrobní stroje a zařízení pro zpracování odpadu.* Interní učební text VŠB-TU, 1996
- [4] KSANDR J., JOHN M. : *Zpracování ocelového amortizačního šrotu* , SNTL Praha 1983
- [5] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [8] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[9] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě16.5.2016.....

Handwritten signature in blue ink, reading "Ambancik Michael".

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen

VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně


VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2016



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Michael Urbančík

Adresa trvalého pobytu:

Nová Ves 235, 739 11, Frýdlant nad Ostravicí

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

URBANČÍK, M. *Zařízení pro úpravu kovového šrotu - vyřazených kolejnic*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, útvar 340, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2016, Diplomová práce, vedoucí: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Cílem této diplomové práce je vytvořit projekčně-konstrukční návrh zařízení pro lámání kolejnic sloužící ke zpracování vyřazených železničních kolejnic jako kovového odpadu. Lamačku kolejnic budu koncipovat jako nástavbu pro připojení na mobilní nakladač. K pohonu pohyblivých komponent lamačky kolejnic využiji hydraulických pohonů.

ANNOTATION THESIS

URBANČÍK, M. *Device for treating scrap metal - discarded rails*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Unit 340, Faculty of Mechanical Engineering VSB-Technical University of Ostrava, 2016, Thesis, head: Assoc. Dr. Ing. Ladislav Kovar

The aim of this thesis is create a project-engineering design of equipment for breaking rails used for processing of discarded railroad rails as scrap metal. Masonry rails'll conceived as a superstructure for connecting to a mobile loader. To drive the moving components breakers rails will use hydraulic drives.

Obsah

Seznam použitého značení	7
1. Rešerše	8
1.1. Způsoby dělení odpadu (kolejnic).....	8
1.2. Stroje používané pro lámání kolejnic.....	9
1.3. Druhy kolejnic	13
2. Morfologická matice	15
3. Hlavní konstrukční uzly sestavy.	16
3.1. Zařízení k zlomení kolejnice, pozice [1].....	16
3.1.1. Zjednodušená simulace zatížení konce kolejnice (250mm).....	19
3.1.2. Volba lámacího hydraulického válce, pozice [10]	19
3.1.3. Způsoby rozmístění tlačníku, a opěr (pozice [63], [7])	20
3.1.4. Simulace MKP celé sestavy stroje	22
3.1.5. Kontrola čepů otáčení a hydraulického válce	25
3.2. Posuv kolejnice, pozice [8] a [30]	31
3.2.1. Posuvné hydromotory	33
3.2.2. Přítlak pastorků	34
3.2.3. Volba ložisek přítlačných čelistí.....	35
3.2.4. Volba ložisek přítlačných pastorků	37
3.3. Zařízení pro nabrání jednoho kusu kolejnice (háků)	39
3.3.1. Řešení s jedním hydraulickým válcem	39
3.3.2. Kontrola táhla	42
3.3.3. Kontrola háku	42
3.4. Uchycení a rotátor	45
4. Výkon stroje	47
5. Technický popis	48
6. Seznam použité literatury	50
7. Závěr.....	51
8. Seznam příloh	51

Seznam použitého značení

Tažnost	A	(%)
Maximální síla hydraulického válce	F_{max}	(N)
Síla na pastorku	F_n	(N)
Moment setrvačnosti	I	(mm ⁴)
Délka	L	(mm)
Ohybový moment	M_o	(Nm)
Průtok	Q	(m ³ min ⁻¹)
Reakce sil	R	(N)
Mez kluzu	Re	(MPa)
Reakce maximální	R_{max}	(N)
Mez pevnosti	Rm	(MPa)
Reakce na zemi	R_1	(N)
Reakce na vidli	R_2	(N)
Reakce na opěře	R_3	(N)
Reakce v táhle vidlí	R_4	(N)
Plocha průřezu	S	(mm ²)
Krouticí moment	T	(Nm)
Modul průřezu	W_o	(mm ³)
Průměr	d	(mm)
Tření	f	(-)
Minimální délka lámané kolejnice	l_{min}	(mm)
Otáčky	n	(Min ⁻¹)
Tlak ve styčných plochách	p	(MPa)
Dovolený tlak ve styčných plochách	p_{dov}	(MPa)
Dovolené napětí v ohybu	σ_{dovO}	(MPa)
Napětí v ohybu	σ_O	(MPa)
Dovolené napětí ve stříhu	τ_{dovS}	(MPa)
Napětí ve stříhu	τ_s	(MPa)

V práci se budu odkazovat na:

- použitou literaturu str. 50: „Literatura [1]“
- Výkresovou dokumentaci URB0080-DIP-S01: „Pozice [1]“
- Rovnice „(1)“

Polotovary dílů výkresu jsem odečetl z literatury [7]

Pro jednotlivé výpočty jsem použil mimo jiné i literaturu [6]

1. Rešerše

1.1. Způsoby dělení odpadu (kolejnic)

Kolejnice, i jiný kovový odpad lze dělit následujícími způsoby:

Řezání mechanické

K dělení dochází při odstraňování vrstvy materiálu ve směru průřezu materiálu. Vznikají třísky.

Například zubové pily, rozbrušovací kotouče popř. řezání vodním paprskem.

Pálení

K dělení dochází při propálení a odfuku vrstvy materiálu mezi kolejnicí a děleným dílem. Materiál se spaluje.

Například řezání plazmou, plamenem.

Stříhání

Stříhání je beztrískové dělení materiálu, při kterém se materiál odděluje dvěma podélnými břity ve tvaru klínu. Hydraulické, pneumatické, mechanické.

Převažuje napětí ve stříhu.

Například aligátorové nůžky.

Lámání

Rozdělení materiálu nadměrným ohybem. Může se použít i s vrubovačem.

1.2. Stroje používané pro lámání kolejnic

Kajman 800 s úpravou pro lámání kolejnic



Obr. 1 Aligátorové nůžky KAJMAN 800

<http://www.mistra.cz/produkty/kajman-manual/tezka-rada/>

Hydraulické nůžky Arden

AS-027R - AS-045R - AS-070R
Hydraulische Schrottschere

ARDEN

1. Geschraubte Anbauplatte für alle Baggertypen.
2. Hydraulisch drehbar um 360°.
3. Geschützte Kolbenstange im Gehäuse.
4. Gehäuse aus Feinkornstahl mit hoher Streckgrenze.
5. Mittlerer Hauptbolzen mit Einstellmöglichkeit des Spiels der Kiefer, bewegliche Kiefer mit Gegenlager.
6. Drehbare Schneidmesser, patentiertes Schneidsystem.

CE

	A	B	C	D	L*	F1	F2	F3	IPE	IPN	HEA	●	■	○	bar	l/min	bar	l/min	t	t		
AS-027R SV	2570	3170	567	515	1045	350	463	201	108	450	380	250	60	50	305x10	350	400	maxi	140	28/40	18/27	24/37
AS-045R**	4500	3890	722	714	1347	445	710	300	150	600	500	340	80	70	400x12	350	400	maxi	140	35/45	24/34	35/55
AS-070R SV	6800	4400	860	850	1660	480	1000	350	200	700	610	430	95	85	560x16	350	600	maxi	140	40/60	35/50	50/80

Obr. 2 Hydraulické nůžky Arden

<http://www.fuchs-nakladace.cz/nuzky-arden/>

Rozbrušovací pila HUSQVARNA K1250 Rail



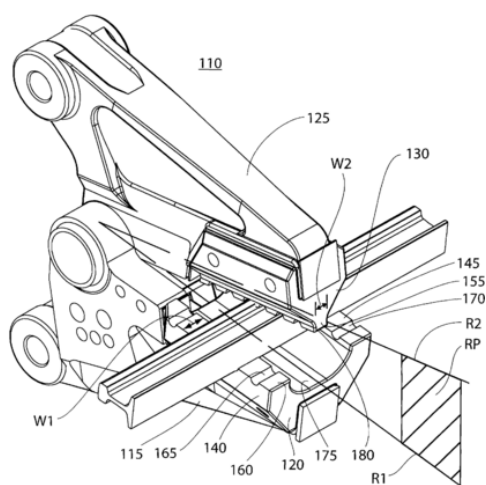
Obr. 3 Rozbrušovací pila HUSQVARNA

Plamenný řezák



Obr. 4 Plamenný řezák

Nůžky pro lámání kolejnic nalezena v patentech na patents.google.com. Literatura [2].
Vyhledávaná fráze: Blade set for jaws used in rail breaking demolition equipment.



Obr. 5 Demoliční nůžky použité jako lamačka kolejnic

Zato shredder rail breaker

Odkazy videí stroje při práci

<https://www.youtube.com/watch?v=cLMjEbim4dA>

<https://www.youtube.com/watch?v=BSQQdG3muik>

https://www.youtube.com/watch?v=P_U4625DCZU

Prodejce

<http://www.engineeringserviceslondon.co.uk/usedstock.htm>

3D Model

<https://www.youtube.com/watch?v=BL5D2fjuCeY>

Výrobce

<http://www.zatoshredder.com/rail-breakers/mobile-rail-breakers/>

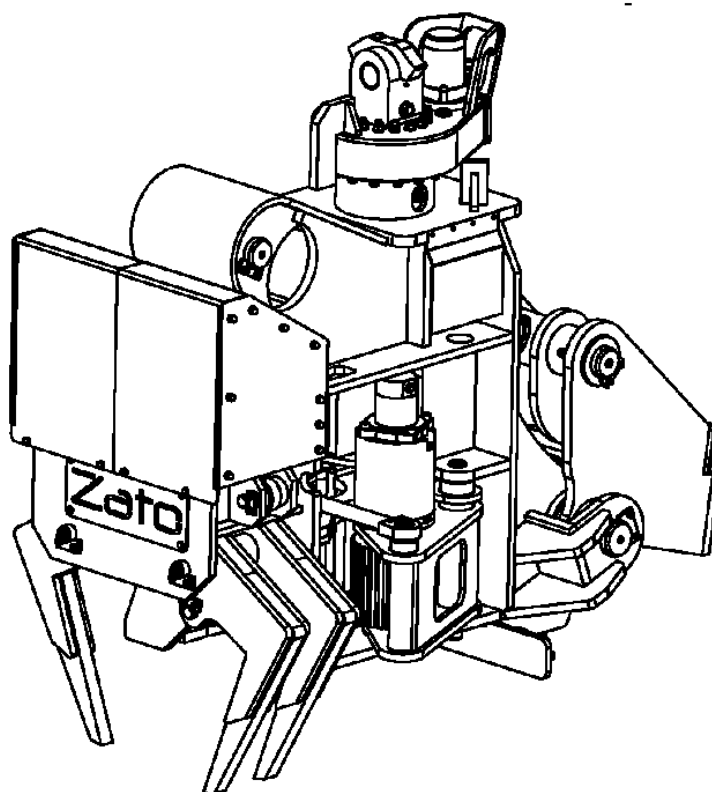
<http://www.zato.it/usato/page/3/>

Otázka na výrobce

Dobrý den. Jsem student z technické univerzity, a mám zadanou diplomovou práci na tento stroj. Můžete poslat nějaké detaily k tomuto zařízení? Kresby, 3D modely, nebo údaje o rozměrech. Budu rád za každou pomoc. Děkuji.

Good day. I am student from Technical University and i got a master thesis like this machine. Can you sent some details of this? Drawings, 3D models, or details of dimensions. I'll be glad for any help. Thank you.

Na otázku výrobce neodpověděl.



Obr. 6 Schéma stroje od výrobce

EAGLE CLAW

Weight	Kg.	3800
Excavator weight	Tonn.	28-35
Track length	m.	3-15
Cut length	m.	0,25 min
Production per hour	tonn/h	7-9
Cutting operating pressure	bar	200
Cutting capacity	l/min	250
Operating pressure other functions	bar	150
Capacity other functions	l/min	80

Obr. 7 Základní parametry stroje od výrobce

Tento stroj mi bude inspirací pro tvorbu mé práce

1.3. Druhy kolejnic

Zdroj: wikipedia.cz

S 49 - na našich regionálních tratích nejčtenější; S - z něm. Schiene (kolejnice), symetrická podle své osy; používá se od roku 1920. Žlábková varianta má název Np3.

R 65 - běžná na celostátních tratích; R - z rus. рельс (kolejnice)

V současnosti Třinecké železárny vyrábějí kolejnicovou ocel o jakosti 900 A (to odpovídá 95 ČSD - Vk). Její pevnost v tahu je 880 až 1030 MPa a tažnost A5 max. 10 %. Obsah uhlíku se pohybuje od 0,6 do 0,8 % (S 49 až 1,4 %). Kolejnice na více zatížených tratích jsou legovány manganem (až 1,3 %), křemíkem (do 0,5 %) a dalšími prvky.

Značka oceli	C*	Mn*	Si*	P*	S*	Cu*	Cr*	Ni*	Al*	Mo*	V*	Ti*	Sn*	Nb*	R _m [MPa]
700	0,40 0,60	0,80 1,25	0,05 0,35	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	680-830
900 A	0,60 0,80	0,80 1,30	0,10 0,50	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	880-1030
900 B	0,55 0,75	1,30 1,70	0,10 0,50	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	max. 0,15	max. 0,10	max. 0,004	max. 0,02	max. 0,03	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	880-1030
1100 CrMoV	0,60 0,80	0,80 1,30	0,30 0,90	max. 0,030	max. 0,030	max. 0,15	0,80 1,30	max. 0,10	max. 0,004	0,10 0,20	0,04 0,06	max. 0,025	max. 0,04	max. 0,01	min. 1080

Obr. 8 Složení ocelí pro kolejnice

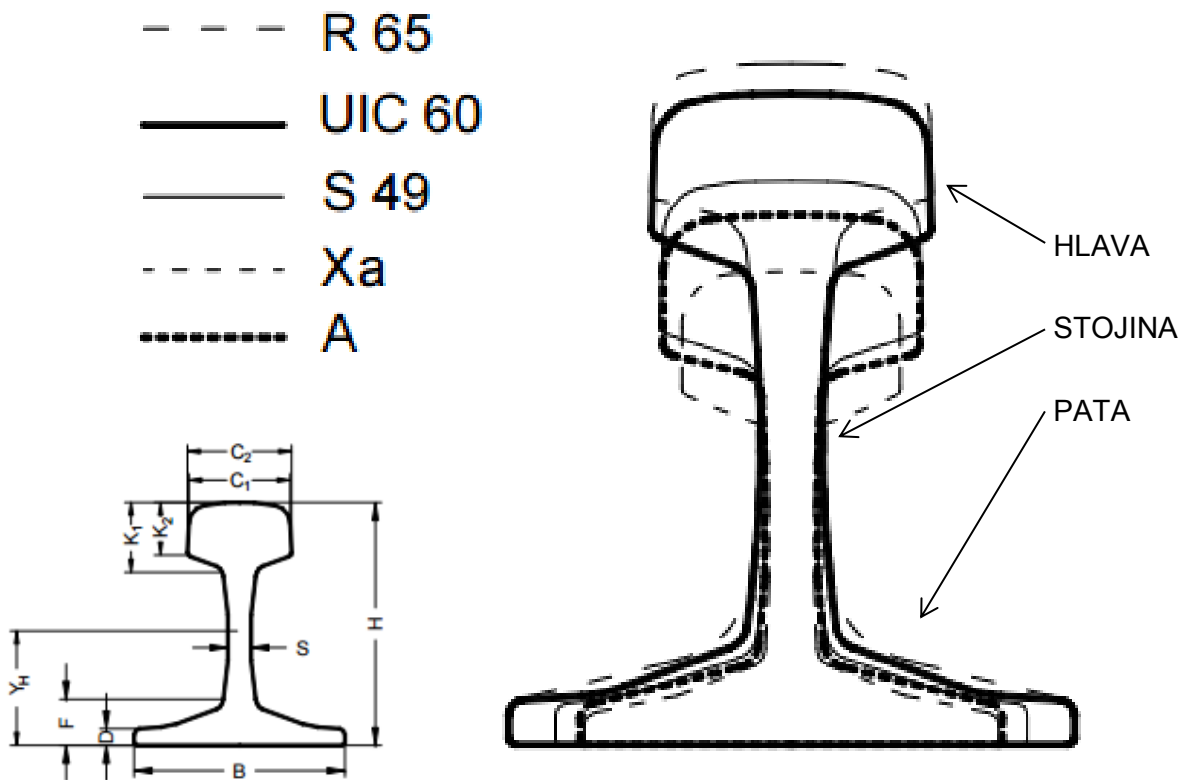
Zdroj: http://www.fd.cvut.cz/personal/zizkaja5/kolejnice_vyhybky.html

Podle Strojnických tabulek, str. 54 je přibližné dovolené napětí v ohybu 440-770 MPa. literatura [1]. Budu proto počítat s horší variantou 770 MPa .

Tvar	Výška	Šířka paty	Šířka hlavy	Šířka hlavy	Tloušťka stojiny	Celková výška hlavy	Výška hlavy	VÝŠKA PATY	Tloušťka paty	Hmotnost 1 m délky
	H	B	C ₁	C ₂	S	K ₁	K ₂	F	D	
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
60 E 1 (UIC 60)	172	150	72	74,3	16,5	51	37,5	31,5	11,5	60,21
60 E 2	172	150	72	74,3	16,5	51		31,5	11,5	60,07
49 E 1 (S 49)	149	125	67	70	14	51,5	39,8	27,5	10,5	49,43
R 65	180	150	72,8	75	18	44,9	35,5	30	11,2	64,98
T	150	128	65,5	68	15	50,5	39,2	27,5	10,5	49,99
A	140	112	68	68	14	45	36,5	24	10	44,35
Xa	125	110	58	58	12	44	32,4	25	8	35,65

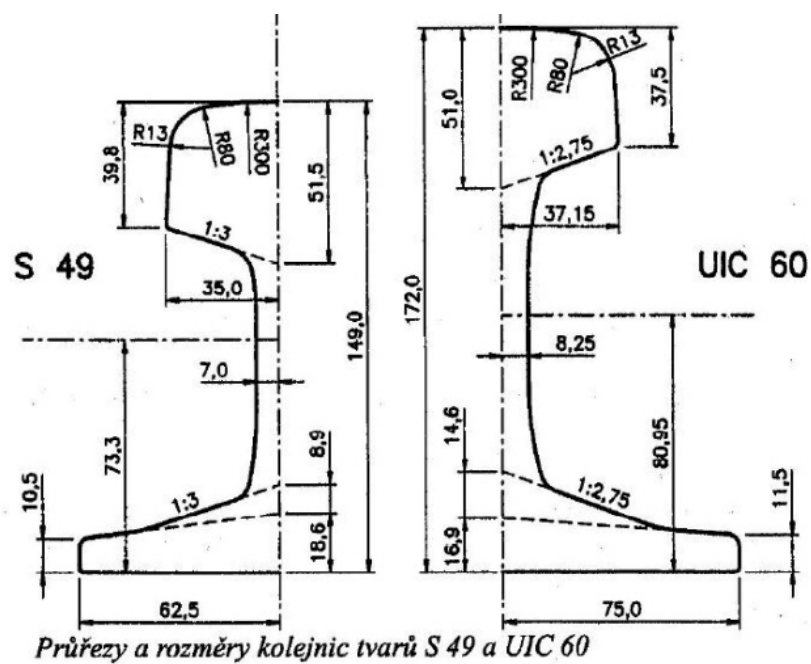
Obr. 9 Rozměry všech vyráběných kolejnic

Zdroj: <http://public.rfx.cz/Lienert/Kolejnice.pdf>



Obr. 10 Porovnání velikostí kolejnic, vlevo rozměry pro tabulku na obr. 9

Zdroj: <http://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cislocclanku=2010031701>



Obr. 11 Rozměry kolejnice UIC 60

2. Morfologická matice

	Varianty řešení			
Funkce	1	2	3	4
Maximální rozměr kolejnice	S49	NP3	R65	UIC60
Použití vrubovače	Ano	Ne		
Přítlak pastorků posuvu	Hydraulický válec	Pružina	Pneumatický válec	Elektromotor
Řešení nakládání kolejnic	Jeden hydraulický válec	Dva hydraulické válce	Pneumatický válec	Elektromotor
Posuv kolejnic	Hydromotor	Pneumatický motor	Elektromotor	

Tab. 1 Morfologická matice

Volím maximální možnou lámanou kolejnici UIC60 pozice [2]. Pro lámání ostatních slabších kolejnic bude nutné vyměnit opěry a tlačný element ve stroji, pozice [7],[63].

Vrubovač nebude použit z důvodu úspory času lámání a složitosti konstrukce.

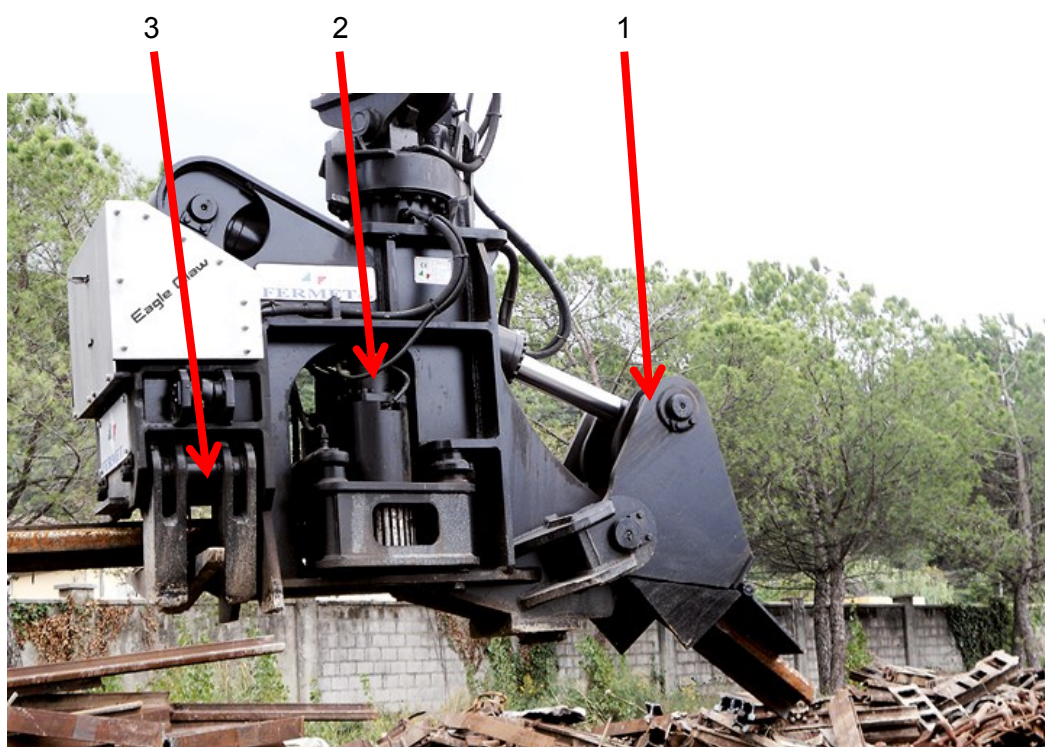
Z důvodu že stroj bude umístěn na nakladači pozice [12] s hydraulickými obvody, budou všechny ovládací prvky stroje hydraulické. Zároveň se toto rozhodnutí shoduje se zadáním práce.

Z důvodu že není jasné, jestli bude na nakládání kolejnic lepší jedno nebo dvouválcové řešení, počítám obě varianty.

3. Hlavní konstrukční uzly sestavy.

Konstrukci stroje rozdělám do hlavních konstrukčních uzlů

1. Zařízení k zlomení kolejnice, tlačný nos (pozice [1])
2. Zařízení k posunu kolejnice, přítlačné čelisti (pozice [8])
3. Zařízení pro nabrání jednoho kusu kolejnice, manipulační háky (pozice [26], [27])



Obr. 12 Obrázek stroje při práci

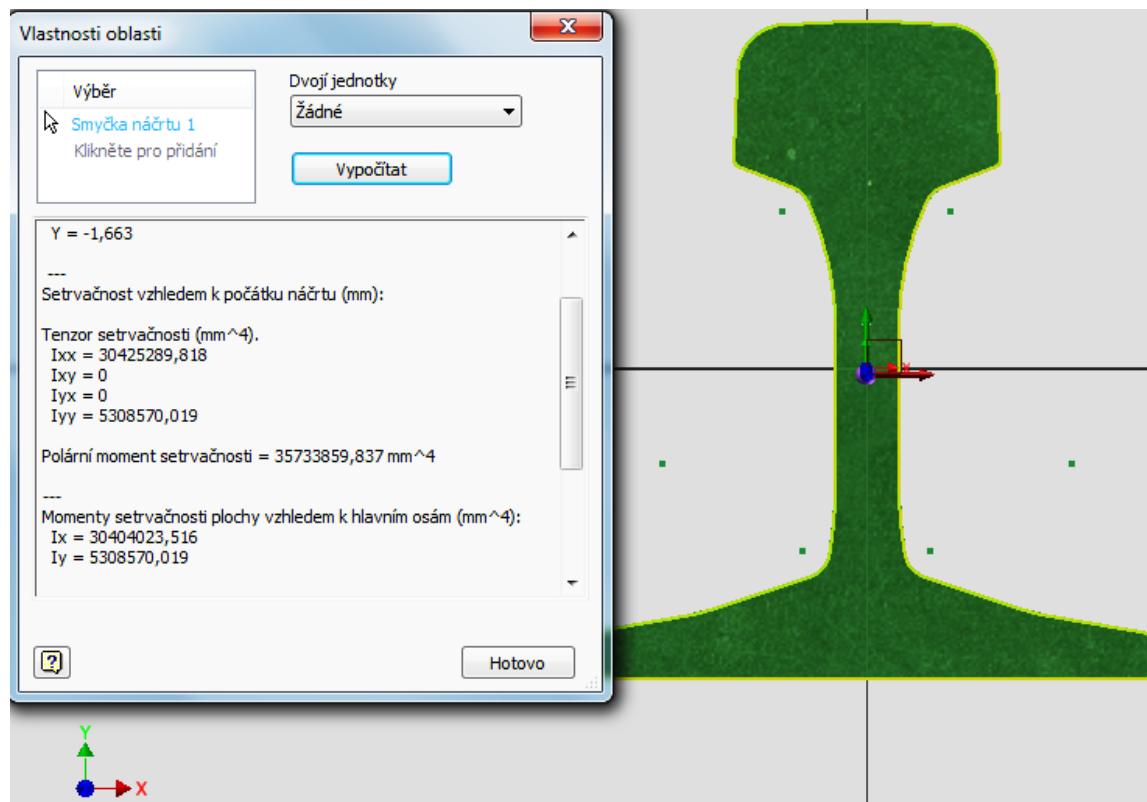
3.1. Zařízení k zlomení kolejnice, pozice [1]

Budu vycházet ze vzorce pro výpočet ohybu:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} > \sigma_{Dov0} \quad (1)$$

Z důvodu složitého tvaru kolejnice vypočtu kvadratický moment průřezu pomocí aplikace Autodesk Inventor 2015.

Pro kolejnici UIC 60



Obr. 13 Vlastnosti profilu UIC 60 podle aplikace Autodesk Inventor

Vzhledem k ose y je moment setrvačnosti:

$$I_y = 5308570,019 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu je tedy vzhledem ke kraji profilu:

$$W_o = \frac{5308570,019}{75} = 70780,9335867 \text{ mm}^3 \quad (2)$$

$$M_o = W_o \cdot \tau_{Dov} = F \cdot l_{min}$$

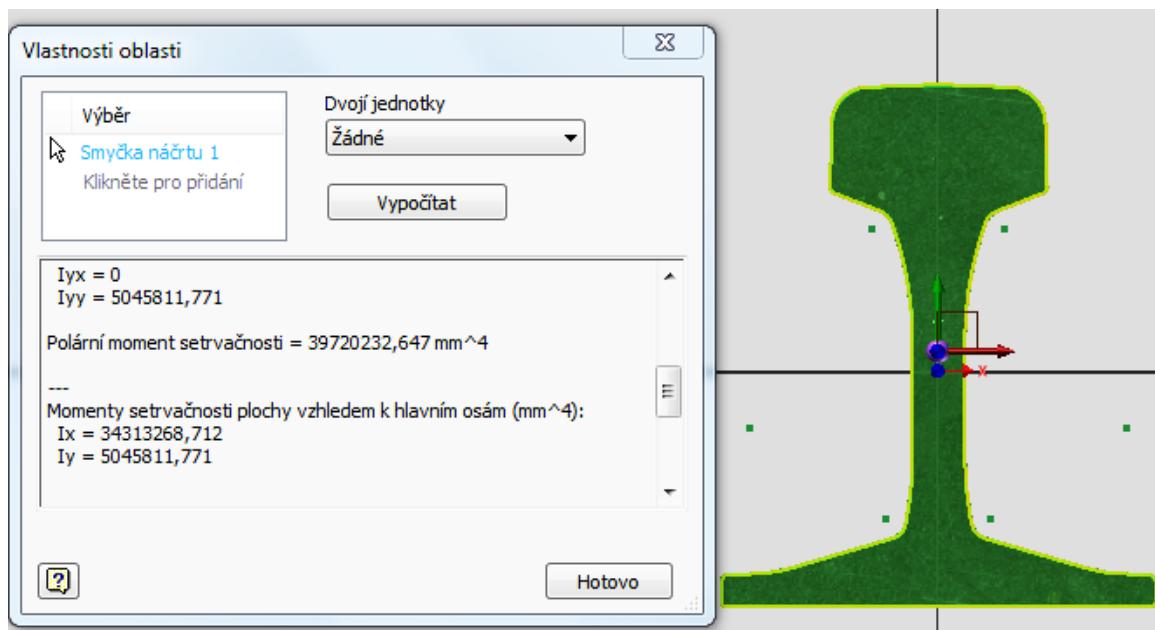
Po úpravě dostaneme:

$$F = \frac{W_o \cdot \tau_{Dov}}{l_{min}} = \frac{70780,9335867 \cdot 770}{250} = 218005,275447036 \text{ N} \quad (3)$$

Síla potřebná k zlomení nejtvrďší a největší možné vyráběné kolejnici na délku 250 mm je 218 kN.

Pro porovnání výpočtu tuto sílu pro kolejnice R65 a S49 běžně používaných na českých tratích.

Pro kolejnici R65



Obr. 14 Vlastnosti profilu R65 podle aplikace Autodesk Inventor

Vzhledem k ose y je moment setrvačnosti:

$$I_y = 5045811,771 \text{ mm}^4$$

$$F = \frac{I_y \cdot \tau_{Dov}}{75 \cdot l_{min}} = \frac{5045811,771 \cdot 770}{75 \cdot 250} = 207214,67 \text{ N} \quad (4)$$

Pro kolejnici S49

Vzhledem k ose y je moment setrvačnosti:

$$I_y = 3241439,153 \text{ mm}^4$$

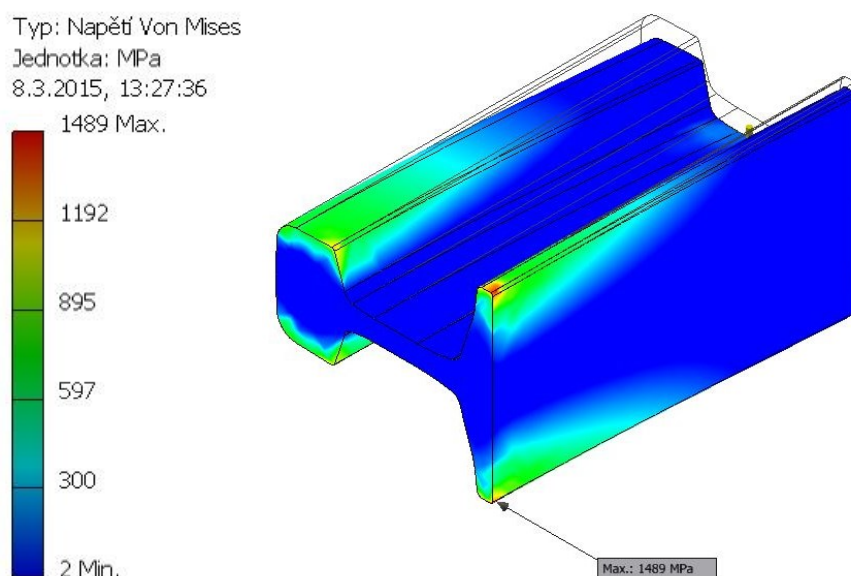
$$F = \frac{I_y \cdot \tau_{Dov}}{62,5 \cdot l_{min}} = \frac{3241439,153 \cdot 770}{62,5 \cdot 250} = 159738,12145984 \text{ N} \quad (5)$$

Pro zlomení kolejnice R65 na délku 250 mm je tedy zapotřebí jen 207kN což je méně než pro UIC 60. Pro zlomení S49 je zapotřebí pouze 160 kN. UIC 60 je tedy nejsilnější kolejnicí a stroj navrhnu pro její rozměry.

Zdroj: http://www.fce.vutbr.cz/zcl/plasek.o/studium/5_zeleznice_uvod.pdf

Minimální poloměr oblouku kolejnice (dle ČSN 73 6360-1/2008) je 150 m.

3.1.1. Zjednodušená simulace zatížení konce kolejnice (250mm)



Obr. 15 Simulace MKP konce kolejnice

F – síla 218 kN v místě styku tlačníku s kolejnicí (na obrázku vpravo). Pevná vazba na ploše (na obrázku vlevo).

Simulace je jen kontrolní, napětí v červených barvách nám potvrzuje, že kolejnice bude narušena a udává také přibližnou hodnotu napětí, které se budeme snažit dosáhnout. Podle obr. 8 je mez pevnosti v tahu 880 až 1030 MPa.

3.1.2. Volba lámacího hydraulického válce, pozice [10]

Odměrováním pístnice a průměru válce z obrázku č. 12 jsem odhadl orientační rozměr hydraulického válce cca 125/80 mm.

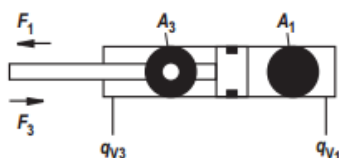
Maximální tlak dodaný strojem Fuchs. Literatura [9]

Maximální možný tlak hydrauliky 320bar jinde i CAT 322 až 340 bar.

Volím hydraulický válec Series CDL2MP5_125_80_600. Katalogový list: Literatura [3]

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F ₁ kN at a nominal pressure of		Traction force ¹⁾ F ₃ kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s ²⁾ Off q _{V1} l/min On q _{V3} l/min		Max. available stroke length mm
	at a nominal pressure of			Piston A ₁ cm ²	Ring A ₃ cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	
	160 bar	250 bar										
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	5,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	186,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
160	–	80	1,69	122,66	72,42	–	306,64	–	181,04	–	43,45	2300
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



Obr. 16 Volba lámacího hydraulického válce

Maximální síla pro tlak P=250 bar

Pro extrémní podmínky kdy by materiál dosahoval meze pevnosti v ohybu 770 MPa by hydraulický válec vyhovoval.

$$218005 \text{ N} < 306640 \text{ N}$$

Hydraulický válec Series CDL2MP5_125_80_600D1X_B11CKUM_W_W_K0_V tedy vyhovuje.

3.1.3. Způsoby rozmístění tlačníku, a opěr (pozice [63], [7])

Pro dosažení potřebného napětí musím zvolit nejideálnější vzdálenosti tlačníku, a opěr.

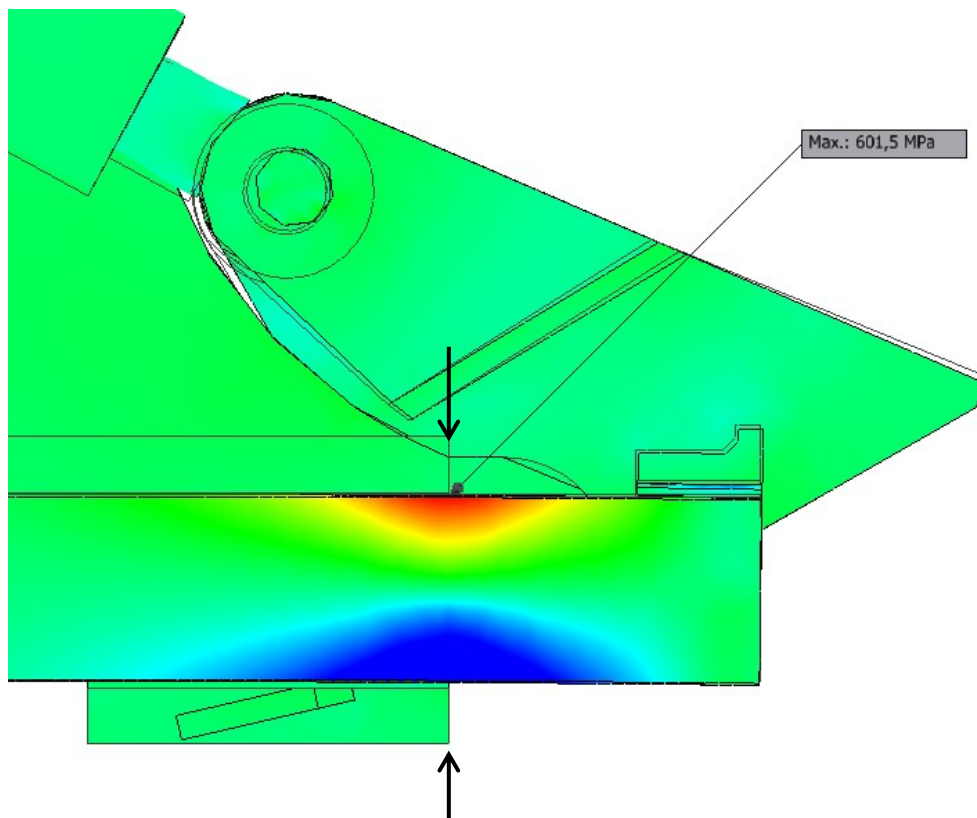
Změny budu vyhodnocovat pomocí MKP analýz.

MKP analýzy budou pouze zjednodušené a budou mít všechny stejné okrajové podmínky.

Pevnou vazbu na dolní opěře na těle stroje a tlačnou sílu v místě dotyku kolejnice s tlačníkem. Vazby mezi díly sestavy vázané.

Výsledky zobrazení v režimu tah/tlak.

Obě opěry ve stejné rovině, Tlačník vzdálen 150 mm.



Obr. 17 MKP analýza lámání kolejnice (tah/tlak)

Horní opěra zasunutá o 20 mm (vlevo) – napětí 611 MPa.

Horní opěra zasunutá o 60 mm (vlevo) – napětí 590 MPa.

Tyto změny mají na velikost napětí zanedbatelný vliv, ale přispějí jednoduššímu nakládání. Ponechám tedy odsunutí horní opěry 60 mm. Viz obr 18.

Zaoblení

Zaoblení opěr 10 mm – napětí 617 MPa.

Zaoblením má zanedbatelný vliv, ale přispěje k životnosti opěr.

Ponechám proto zaoblení 4 mm.

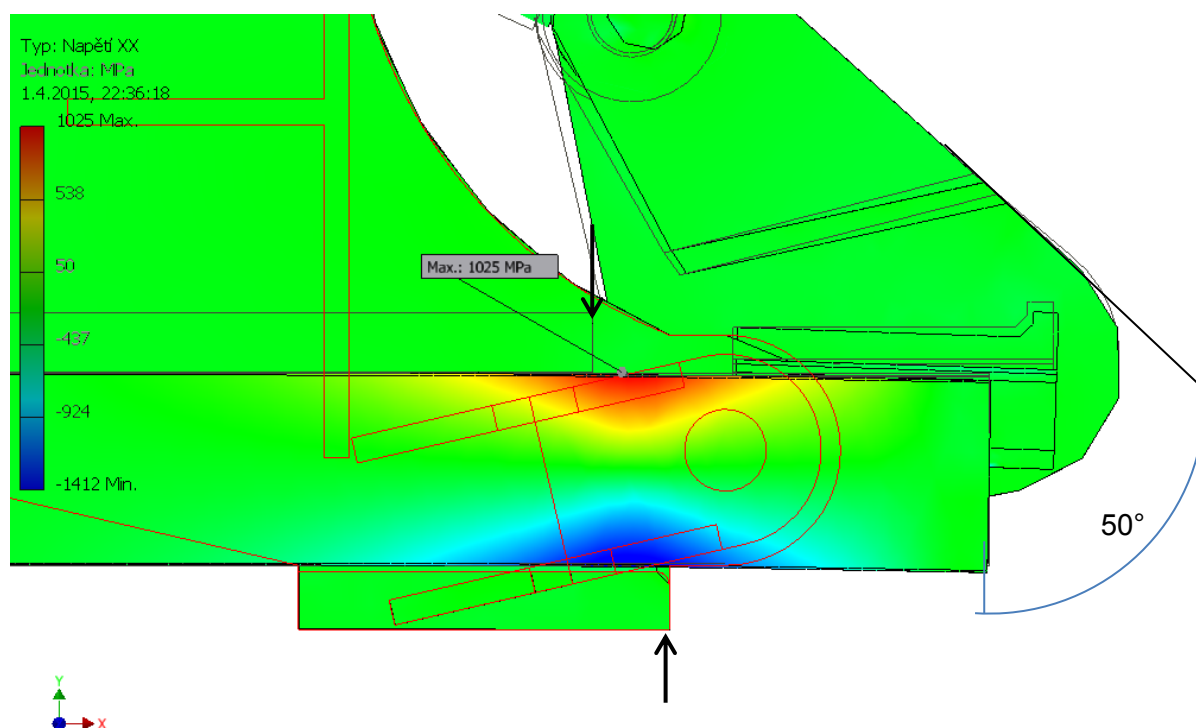
Změna úhlu, pod kterým bude tlačník tlačit.

Jak lze vidět z obr. 17 hydraulický válec svou energii ztrácí tlačáním proti čepu otáčení (pozice [5]). Změnou úhlu zvětším páku a efektivitu lámání.

Při 56,39° 872 MPa

při 50° 1025 MPa

Změnou úhlu jsem docílil potřebného napětí v tahu. Z důvodu že hydraulický válec působí na větší páce. Použiji proto úhel 50° jak je na obrázku 18. Úhel by mohl být ještě menší, ale jsme zde limitováni zdvihem hydraulického válce při maximální výchylce tlačníku. Z toho vyplývá, že čím bude kolejnice již ohnutější, síla bude větší.



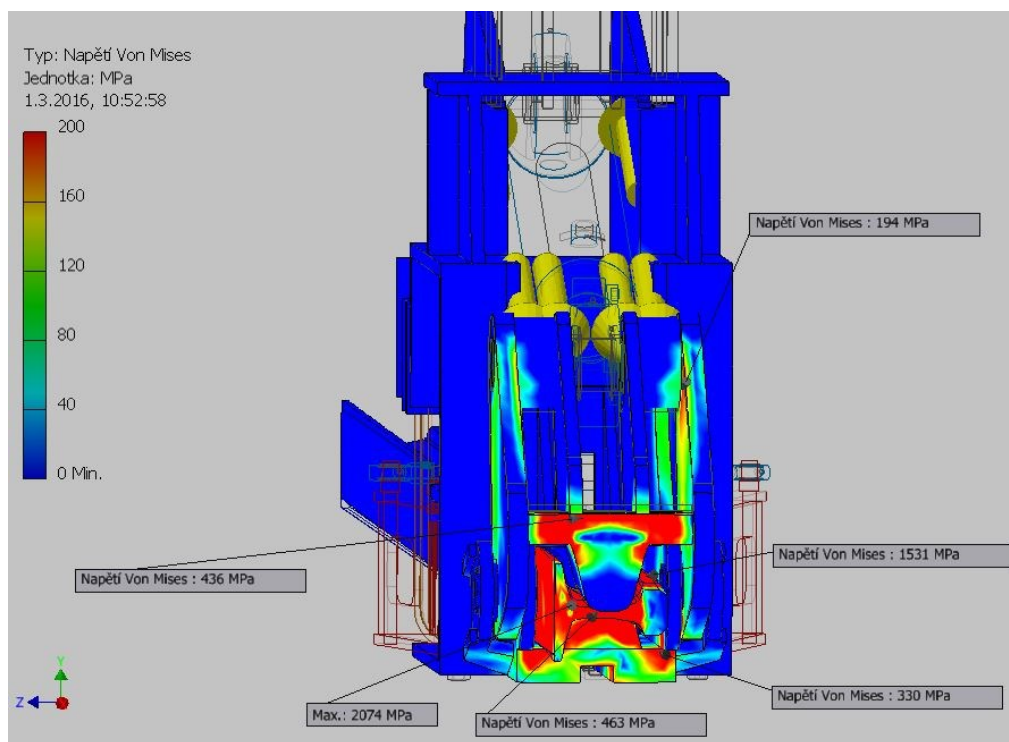
Obr. 18 MKP analýza lámání kolejnice (tah/tlak)

3.1.4. Simulace MKP celé sestavy stroje

Pro nejlepší shodu simulace s reálným výsledkem vytvořím simulaci zatížení celé sestavy a komponent, které se účastní deformací vlivem zatížení hlavního hydraulického válce (218 kN). Následně vyseparuji komponenty a zkontroluji, zda vyhovují.

Pro všechny tyto simulace budou následující okrajové podmínky:

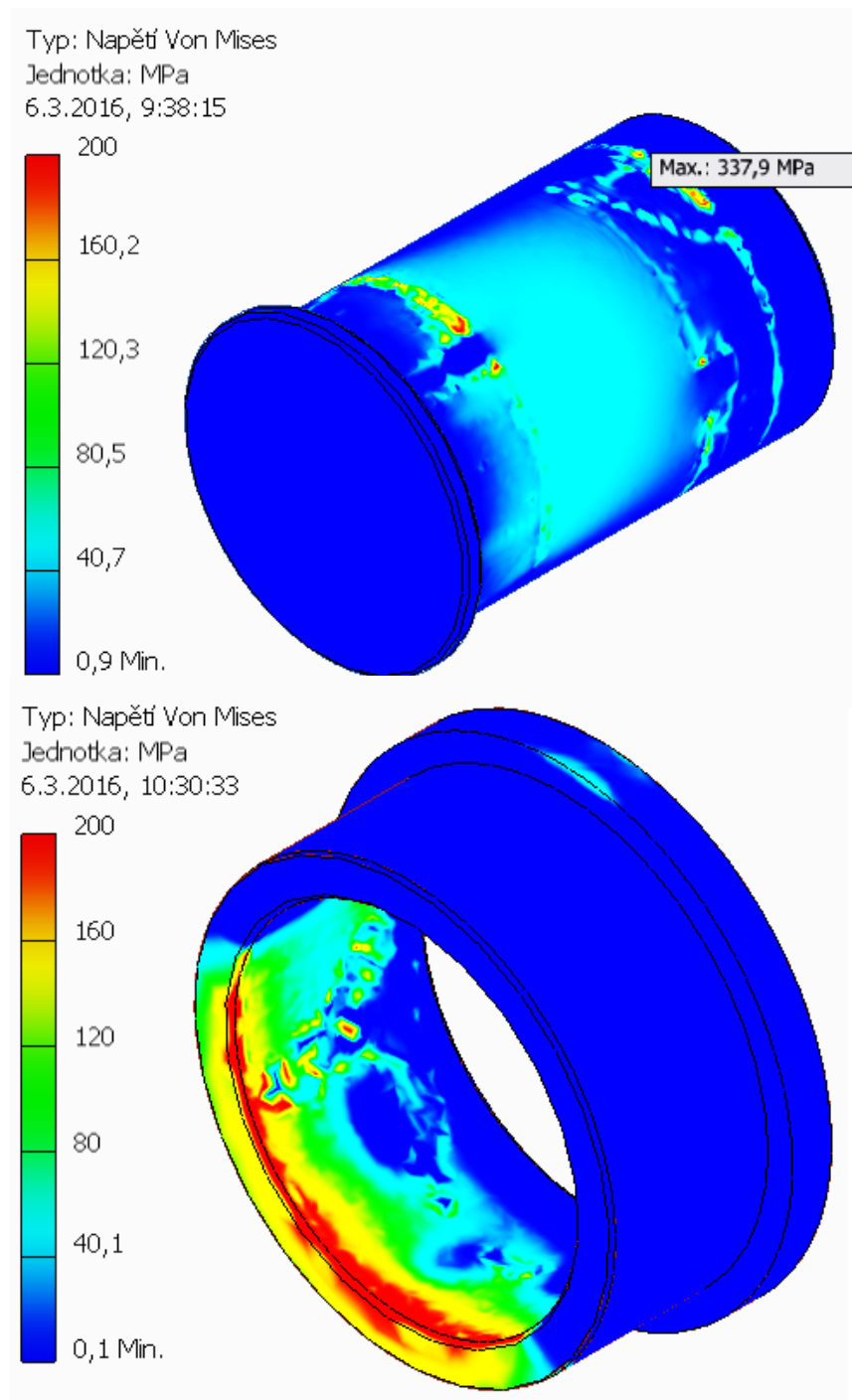
- Pevná vazba v místě uchycení hydraulického válce (druhá strana)
- Následující komponenty jsou řešeny jako separované: ložiska pozice [25], čepy otáčení pozice [5], čep hydraulického válce pozice [6]
- Zbylé komponenty mají vazbu vázanou
- Síť bude tvořena běžným nastavením:
Průměrná velikost prvku 0,1 z délky ohraničujícího kvádru každé součásti.
Minimální velikost prvku 0,2 průměrné velikosti a maximální pootočení prvku 60°.
- Zvolil sem místní síť pro čepy otáčení a to velikost prvků 4mm.
- Síla hydraulického válce je zanesena v místě dotyku válce a čepu hydraulického válce jak lze vidět na obrázku 19



Obr. 19 MKP analýza

Jak je z obrázku možné vidět, kolejnice je úspěšně zlomena, ale díly jako tlačný nos (436 MPa) pozice[1], spodní opěra (463 MPa) pozice[7] a spodní část těla (330 MPa) pozice[3] nevyhovuje. Proto změním geometrii, přidám žebra

Rovněž zvolené rozměry čepů otáčení a ložisek nejsou vyhovující. Viz obr. 20.



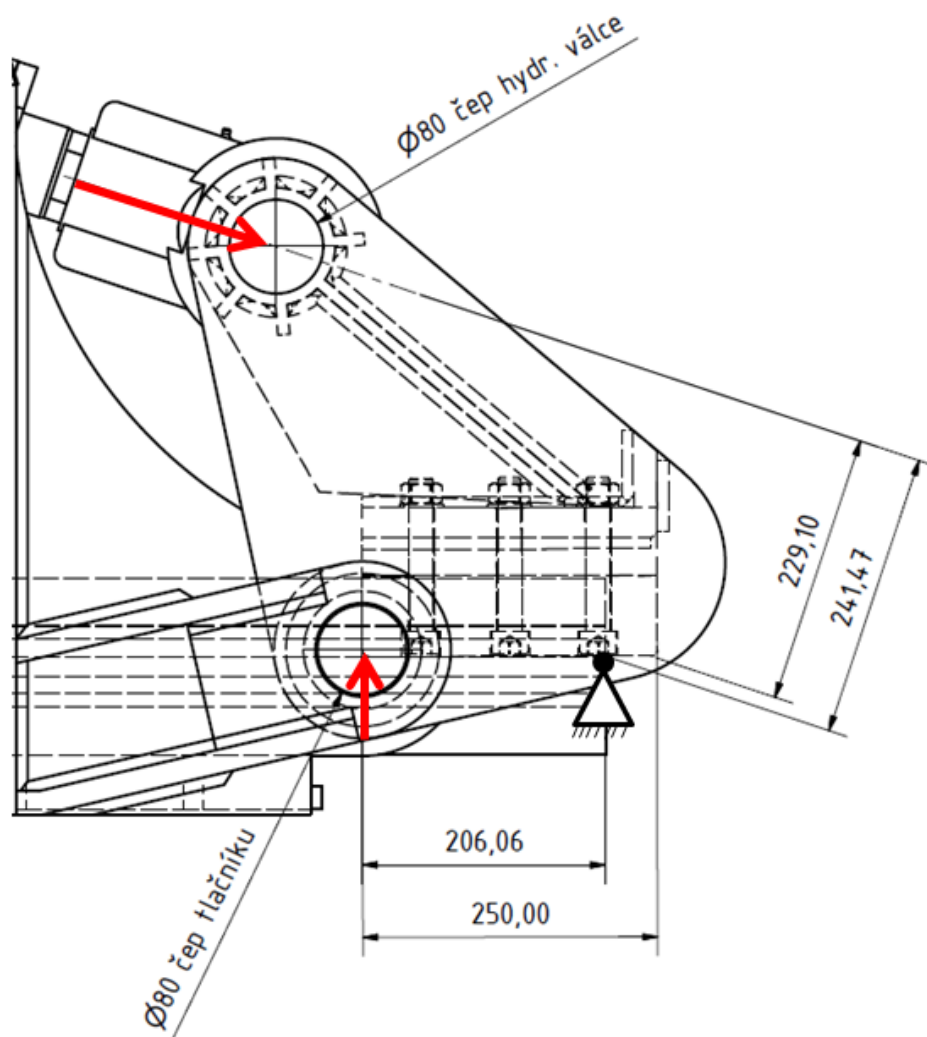
Obr. 20 MKP kritických komponent

Čep otáčení 70mm

Ložisko DIN 1850 - N – 70 x 85 x 40

Obrázky jsou pouze informační jako důkaz o přítomnosti přídavného ohybu, se kterým statický výpočet nepočítá.

3.1.5. Kontrola čepů otáčení a hydraulického válce



Obr. 21 Schéma reakcí na čepů otáčení (tlačníku) a hydraulického válce

Podle MKP analýzy navyšují průměry obou čepů na 80mm viz obr. 21.

Pro všechny výpočty budu uvažovat maximální sílu hydraulického válce $F_{\max}=306640$ N. Síla pro zlomení kolejnice je přitom pouze 218 kN. Tímto získám bezpečnost $k=1,4$.

Kontrola čepu hydraulického válce na střih

$$\tau_s = \frac{F_{MAX}}{2 \cdot S} = \frac{306640}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 30,5 \text{ MPa} < \tau_{dovs} \quad (6)$$

Kontrola čepu hydraulického válce na otláčení

$$p = \frac{F_{MAX}}{d \cdot L} = \frac{306640}{80 \cdot 84} = 45,63 \text{ MPa} \quad (7)$$

Kontrola čepu otáčení, pozice[5]

Pro extrém kdy kolejnice bude lámána pouze na délku 250mm platí reakce:

Krouticí moment

$$T = F_{MAX} \cdot l = 306640 \cdot 241,47 = 74053560 \text{ Nmm} \quad (8)$$

Rameno lámání je 206,06 mm podle obrázku 21.

Reakce v místě čepu

$$R = \frac{T}{206,06} = 359378,6276 \text{ N} \quad (9)$$

MKP simulaci budu počítat pro tuto situaci, berme ale na vědomí že je to extrémní situace, která s nejvyšší pravděpodobností nenastane.

Pro lámání delších kusů bude tato reakce:

$$T = F_{MAX} \cdot l = 306640 \cdot 229,10 = 70251224 \text{ Nmm} \quad (10)$$

$$R = \frac{T}{250} = 281009,896 \text{ N} \quad (11)$$

Kontrola čepu otáčení na střih

$$\tau_s = \frac{F_{MAX}}{4 \cdot S} = \frac{359378,6276}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4}} = 17,874 \text{ MPa} < \tau_{dov}$$

Čepy jsou dva a střižné plochy na každém čepu také dvě.

Kontrola čepu otáčení na otlačení

$$p = \frac{F_{MAX}}{2 \cdot d \cdot (L1 + L2)} = \frac{359378,6276}{2 \cdot 80 \cdot (20 + 24)} = 51,048 \text{ MPa}$$

Pro všechny čepy volím materiál 16MnCrS5 (14 220) s mezí kluzu 590 MPa a dovoleným napětím ve střihu. Dovolенý tlak ve stykových plochách až 1460MPa.

$$\tau_{dov} = 0,6 \cdot \frac{Re}{2} = 0,6 \cdot \frac{590}{2} = 177 \text{ MPa} \quad (12)$$

Čepy vyhovují.

Kontrola ložisek otáčení (tlačného nosu) na otláčení

Ložiska volím DIN 1850 - N – 80 x 100 x 63 pozice [25].

$$p = \frac{F_{MAX}}{d \cdot L} = \frac{359378,6276}{2 \cdot 80 \cdot 63} = 35,6526 \text{ MPa} \quad (13)$$

Otláčení ložiska ve vložce ložiska pozice [67].

$$p = \frac{F_{MAX}}{d \cdot L} = \frac{359378,6276}{2 \cdot 100 \cdot 53} = 33,9 \text{ MPa} \quad (14)$$

Dovolené napětí v míjivém tlaku pro měděné slitiny 70-110 MPa. Literatura [1] str. 56.

Ložiska vyhovují.

Otláčení ramena tlačného nosu a vložky ložiska.

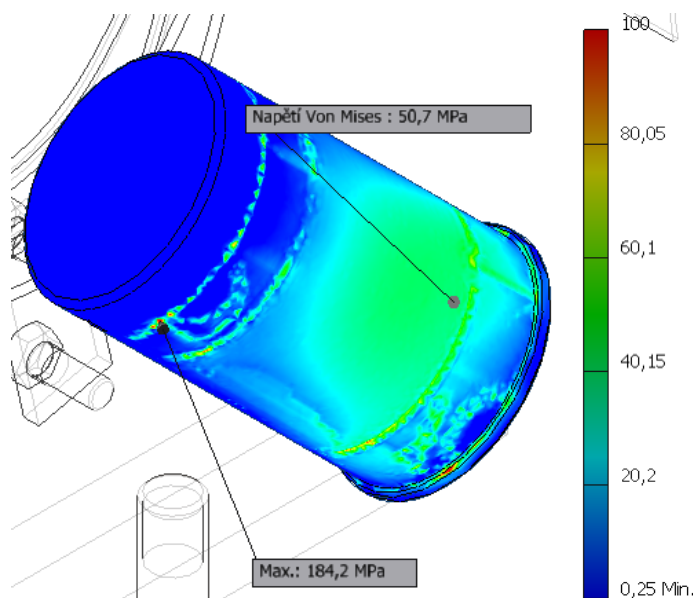
Tento výpočet se shoduje s výpočtem otláčení ložiska v ložiskovém lůžku, (14)

Volím materiál ramena S355J2+N (11 503), (80-125 MPa)

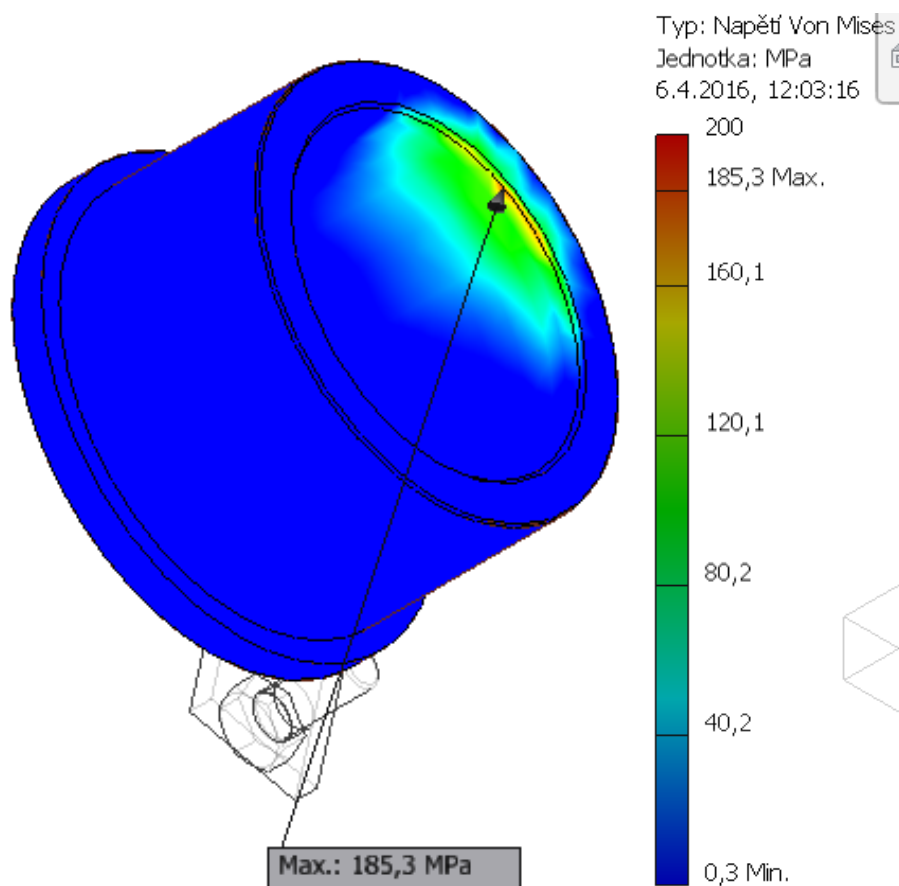
Pro vložku ložiska S355J2H (11 503), (80-125 MPa)

Dovolené napětí ve styčných plochách 35-200 MPa dle literatury [6]

Pro kontrolu statických výpočtů vyseparuju z předchozí MKP simulace pouze tyto čepy a ložiska



Obr. 22 Čep otáčení vyseparovaný z celkové MKP analýzy, pozice [5]



Obr. 23 Ložisko DIN 1850 - N – 80 x 100 x 63, pozice[25], vyseparované z celkové MKP analýzy

Jak lze vidět z obrázku 23, napětí od prohnutí konstrukce se podařilo zredukovat.

Pro kontrolu jsem provedl analýzu také pro napětí při zatížení 218kN a to vyšlo 99,6MPa. Obrázek je umístěn v příloze B.

Protože je maximální napětí takto bodové a stále na hraně bezpečnosti volím toto ložisko jako vyhovující. Životnost ložiska je otázkou testování v praxi.

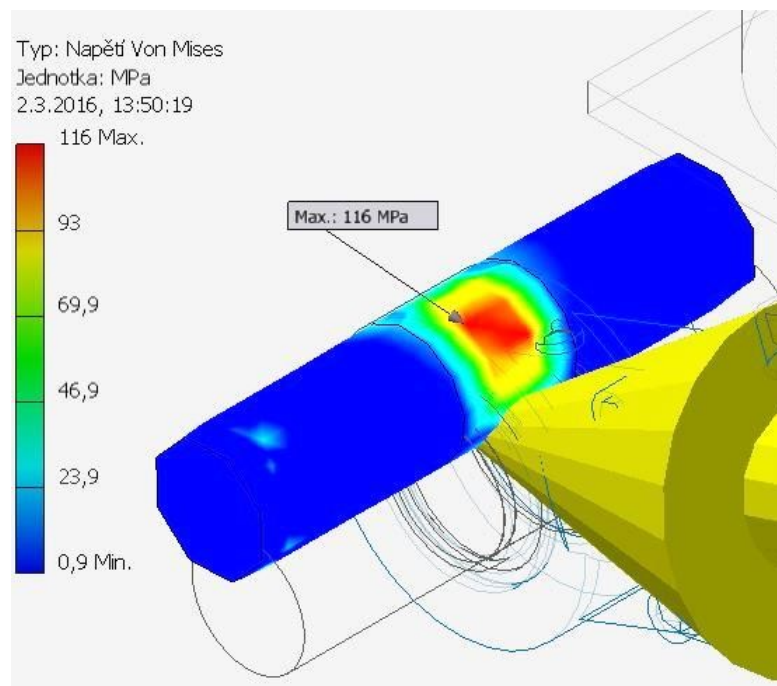
Je zde možnost volby kluzného ocelového pouzdra nebo valivého ložiska například:

Dvouválečkové ložisko ČSN 024700 SKF– NN s kuželovým otvorem SKF NN 3016 KTN/SPW33:1, Statická únosnost 186kN, tedy 372 kN pro dvě ložiska.

Soudečkové statická únosnost až 400kN, 800 kN pro dvě ložiska.

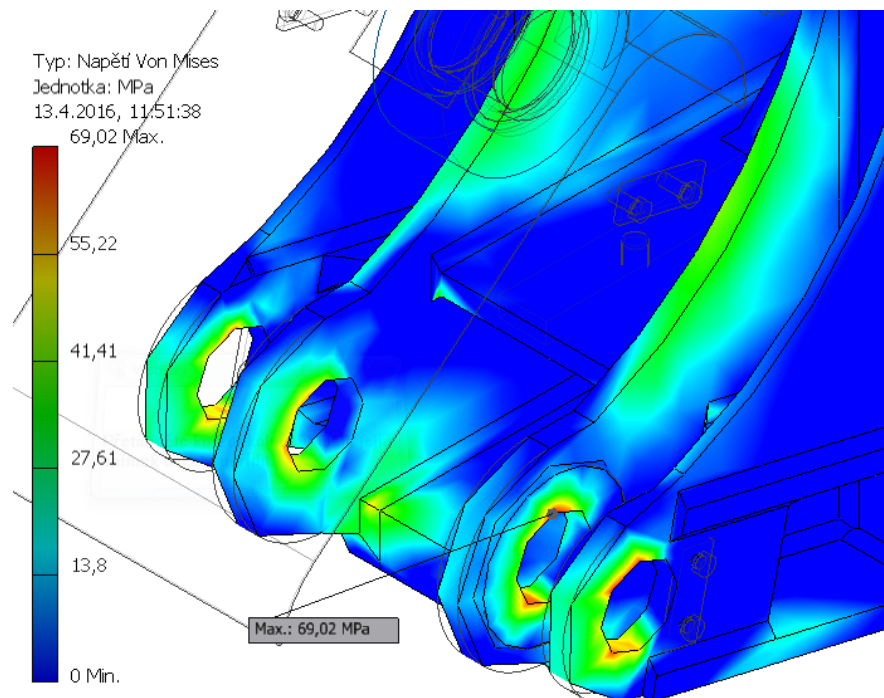
Dvouřadé kuželíkové 430-602 kN.

Čep hydraulického válce, pozice[6]



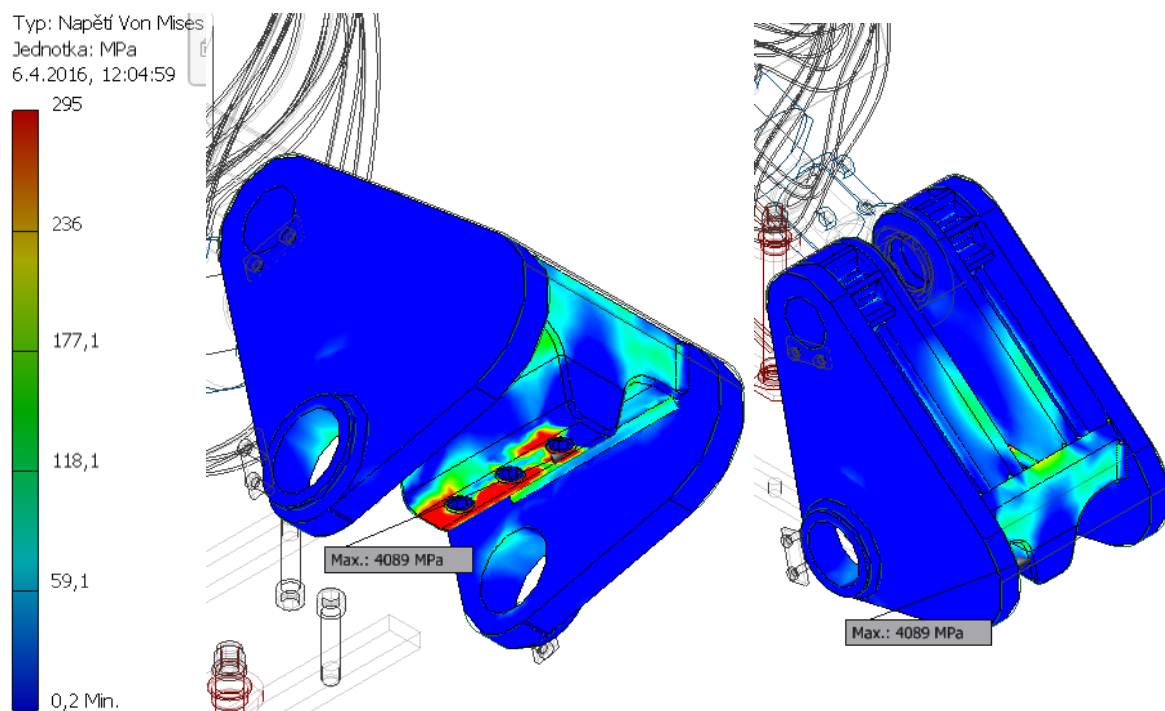
Obr. 24 Čep hydraulického válce

Tento čep bude také z materiálu 16MnCrS5 (14220).

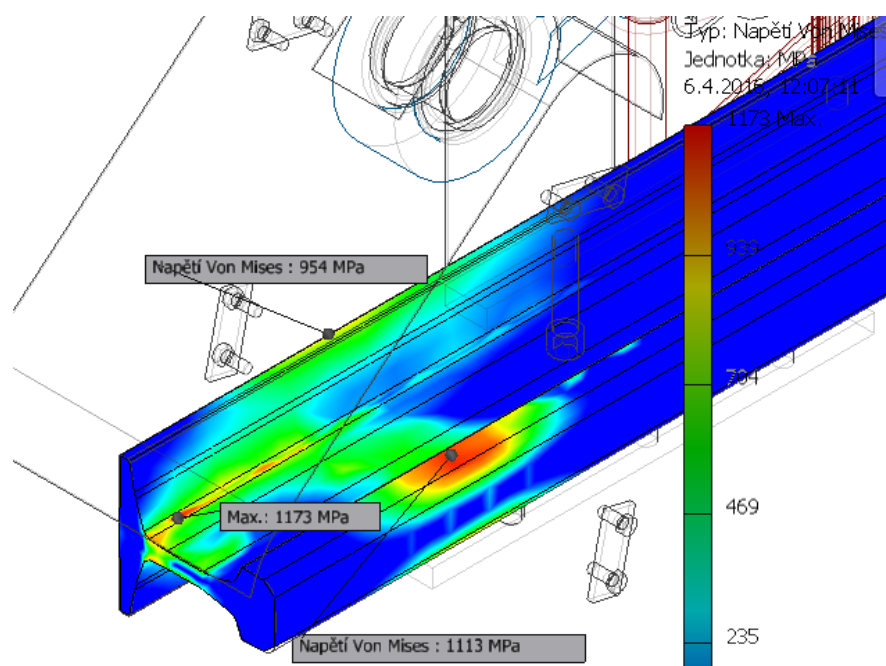


Obr. 25 Namáhání rámu stroje vlivem tlaku tlačného nosu

Rám stroje je svařen z oceli S355J2+N (11 503), mez kluzu $R_e = 245$ MPa.



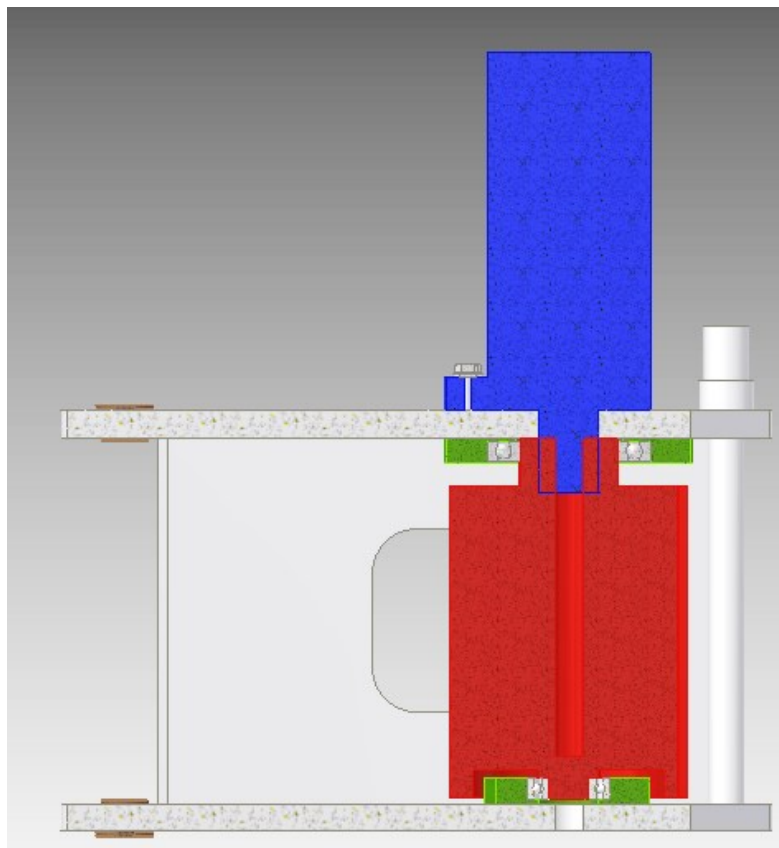
Obr. 26 Namáhání svařence tlačného nosu



Obr. 27 Výsledné namáhání kolejnice, pozice [2]

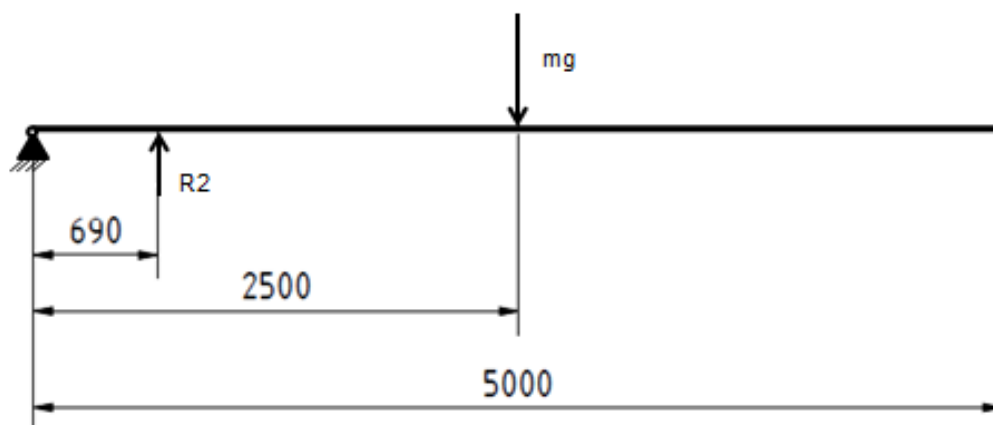
Desky tlačného nosu jsou z materiálu S355J2+N (11 503), mez kluzu $R_e = 245$ MPa, výkovek vyměnitelného tlačného elementu 16 532 (Poldi ROL-N) mez kluzu $R_e = 1370$ MPa. Po vykalení na HRC60, R_m až 2500 MPa. Rám stroje a desky tlačného nosu vyhovují. Tlačný element je vzhledem k vyměnitelnosti také vyhovující. Z obrázku 27 je zřejmé že dojde k porušení a zlomení kolejnice.

3.2. Posuv kolejnice, pozice [8] a [30]



Obr. 28 3D model přitlačného ramena a uložení přitlačného pastorku

Vytvořil jsem graf závislosti třecí síly na vzdálenosti kolejnice ve stroji v programu Microsoft Office Excel.



Obr. 29 Schéma zatížení háků stroje vahou kolejnice

Graf. 1 Závislost třecí síly na posunu kolejnic

[illegible]

Z grafu 1 je patrné že nejvyšší reakční síla (10866,048 N) je na krajní vidli a to ve chvíli kdy se kolejnice už neopírá země a její těžiště je nejdále od stroje. Pro tuto situaci navrhnu posuvné motory.

Motory budou dva, proto sílu dělím dvěma.

$$\frac{R_3}{2} = \frac{10866,048}{2} = 5433,024 \text{ N} \quad (15)$$

Maximální hodnoty tření ocel-ocel pro suché statické tření $f = 0,78$

$$M = \frac{R_3}{2} \cdot f \cdot \frac{D}{2} = 5433,024 \cdot 0,78 \cdot \frac{0,13}{2} = 275,4543168 \text{ Nm} \quad (16)$$

Posuvné motory je třeba volit o krouticím momentu 275,4543168Nm a vyšším.

3.2.1. Posuvné hydromotory

Na základě rady pana doc. Dr. Ing. Lumíra Hružíka volím:

Hydromotory MS 100 roll-gerotor, pozice [44]

Tab. 2 Parametry hydromotoru MS100

Type		MS 80	MS 100
Displacement, cm ³ /rev [in ³ /rev]		80,5 [4.91]	100 [6.1]
Max. Speed, [RPM]	cont.	810	750
	Int.*	1000	900
Max. Torque daNm [lb-in]	cont.	24 [2120]	30,5 [2700]
	Int.*	31 [2740]	39 [3450]
Max. Output kW [HP]	cont.	15,5 [20.8]	18 [24.1]
	int.*	19,5 [26.2]	22,8 [30.2]
Max. Pressure Drop bar [PSI]	cont.	210 [3050]	210 [3050]
	Int.*	275 [3990]	275 [3990]
	peak**	295 [4280]	295 [4280]
Max. Oil Flow lpm [GPM]	cont.	65 [17]	75 [20]
	Int.*	80 [21]	90 [24]
Max. Inlet Pressure bar [PSI]	cont.	230 [3340]	230 [3340]
	Int.*	295 [4280]	295 [4280]
	peak**	300 [4350]	300 [4350]
Max. Return Pressure with Drain Line bar [PSI]	cont.	140 [2030]	140 [2030]
	Int.*	175 [2540]	175 [2540]
	peak**	210 [3050]	210 [3050]
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, bar [PSI]		12 [175]	10 [145]
Min. Starting Torque daNm [lb-in]	at max. press. drop cont.	18 [1590]	23 [2040]
	at max. press. drop Int.*	23,5 [2080]	30 [2660]
Min. Speed***, [RPM]		10	10

305>275 Nm

Motory vyhovují

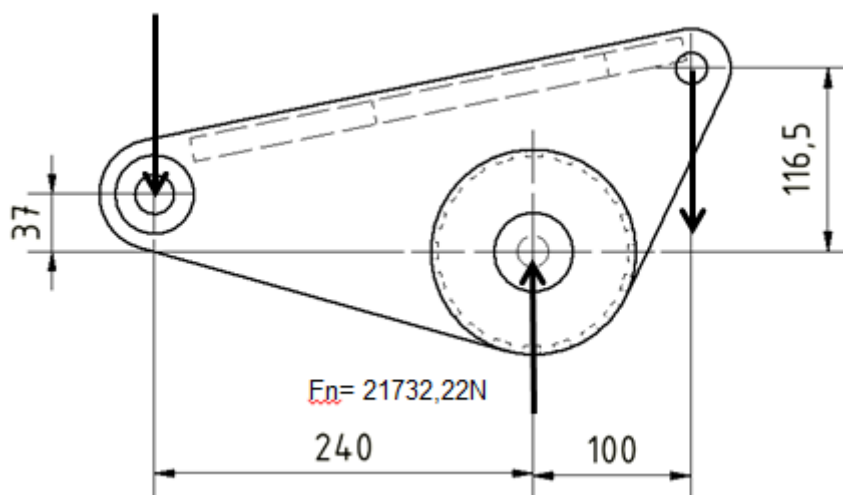
3.2.2. Přítlak pastorků

Pro správné uchopení a posuv kolejnice je potřeba posuvové pastorky přitlačit.

Přítlak budou zajišťovat kleště tvořené ze dvou čelistí, pozice [8] a [30], hydraulického válce, pozice [11] a pastorků pozice [42].

Síla posuvu 5433,055 N

tření 0,25 - pastorky jsou profilované



Obr. 30 Schéma rozmístění sil pro výpočet potřebné síly hydraulického válce

Potřebná síla na pastorku.

$$F_n = \frac{T}{f} = \frac{5433,055}{0,25} = 21732,22 \text{ N} \quad (17)$$

Síla F_n působí na páce 240 mm. Potřebná síla F na páce 340 mm je:

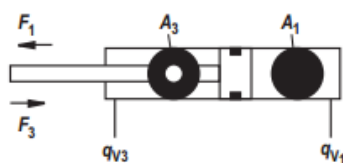
$$\sum M = 0 \quad (18)$$

$$F_n \cdot 240 = F \cdot 340$$

$$F = 15340,39 \text{ N}$$

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm at a nominal pressure of		Area ratio ϕ A_1/A_3	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F_1 kN at a nominal pressure of		Traction force ¹⁾ F_3 kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s ²⁾		Max. available stroke length mm
	160 bar	250 bar		Piston A_1 cm ²	Ring A_3 cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	Off q_{V1} l/min	On q_{V3} l/min	
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	8,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	196,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
	–	80	1,69		72,42	–	306,64	–	181,04		43,45	
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



Obr. 31 Volba hydraulického válce pro přítlak motorů

$$19130 > 15340,39 \text{ N}$$

Literatura [3]

Volím hydraulický válec CDL2MP5_40_25_300D1X_B11CKUM_W_W_K0_V, pozice[11]

3.2.3. Volba ložisek přítlačných čelistí.

Reakce v místě uchycení ramen.

$$\sum M = 0 \tag{19}$$

$$R \cdot 240 - F \cdot 100 = 0$$

$$R \cdot 240 - 15340,39 \cdot 100 = 0$$

$$R = 6391,83 \text{ N}$$

Mez pevnosti pro měděné slitiny 70-110 MPa. Literatura [1] str. 56.

$$p_{dov} = 50 \text{ N/mm}^2 \quad (20)$$

$$F_{MAX} = \frac{6391,83}{2} = 3195,91 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_{MAX}}{d \cdot L} < p_{dov}$$

$$d > \frac{F_{MAX}}{p_{dov} \cdot L} = \frac{3195,91}{50 \cdot 20} = 3,1959 \text{ mm}$$

Volím $d=30\text{mm}$

Volím dvě kluzné ložiska ČSN 02 3481 B B – 30x38x20, pozice [53].

Otlačení ložiska a uložení v rámu stroje

$$p = \frac{F_{MAX}}{d \cdot L} = \frac{3195,91}{26 \cdot 15} = 8,19 \text{ MPa} \quad (21)$$

Volím rám stroje z oceli S355J2+N (11500).

Dovolené napětí ve styčných plochách 35-200 MPa dle literatury [6]

Ložisko vyhovuje.

Kontrola čepu na střih, pozice [57]

Volím materiál S355J2+N (11 500)

$$\tau_{dov} = 0,6 \cdot \frac{Re}{2} = \frac{245}{2} \cdot 0,6 = 73,5 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\tau = \frac{F_{MAX}}{S} = \frac{3195,91}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 4,523 < \tau_{dov}$$

Čep vyhovuje.

3.2.4. Volba ložisek přítlačných pastorků

Ložiska jsem generoval pomocí generátoru ložisek aplikace Autodesk Inventor

Určení	Vnější průměr	Vnitřní průměr	Šířka	Upravená jmenovitá ž...
16010	80,000 mm	50,000 mm	10,000 mm	97787 hr
6005	47,000 mm	25,000 mm	12,000 mm	31723 hr
6006	55,000 mm	30,000 mm	13,000 mm	53122 hr
6007	62,000 mm	35,000 mm	14,000 mm	90763 hr
6008	68,000 mm	40,000 mm	15,000 mm	107064 hr
6009	75,000 mm	45,000 mm	16,000 mm	203192 hr

Obr. 32 Náhled výpočtu ložisek přítlačných pastorků

Podle katalogu motoru volím hřídel motoru s drážkováním DIN 9611 na průměru 35mm a s délkou 47,5 mm, dovolený krouticí moment 770 Nm, krouticí moment motoru 305 Nm.

Pro uchycení přítlačného pastorku volím ložiska ČSN 02 4630 – 6005 (pozice [43] a ČSN 02 4630 – 16011 (pozice [46]).

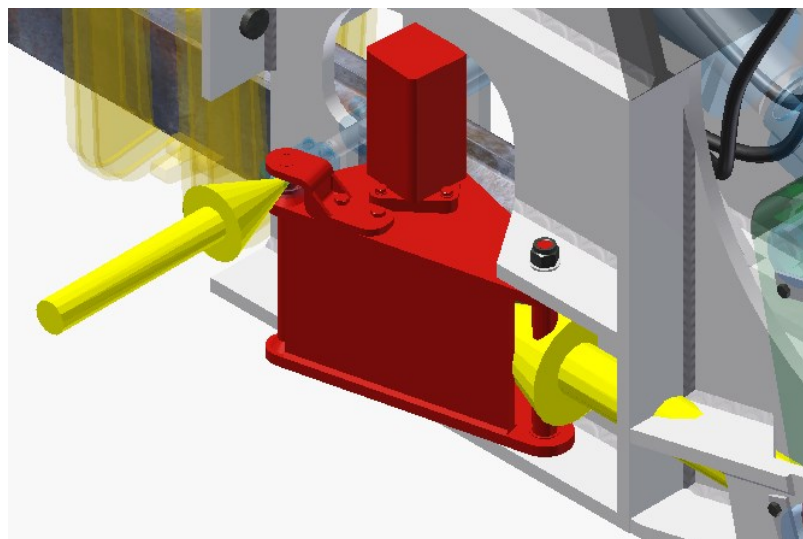
Životnost ložisek je 31723 hodin, což vyhovuje.

MKP simulace konstrukčního uzlu přítlačných čelistí

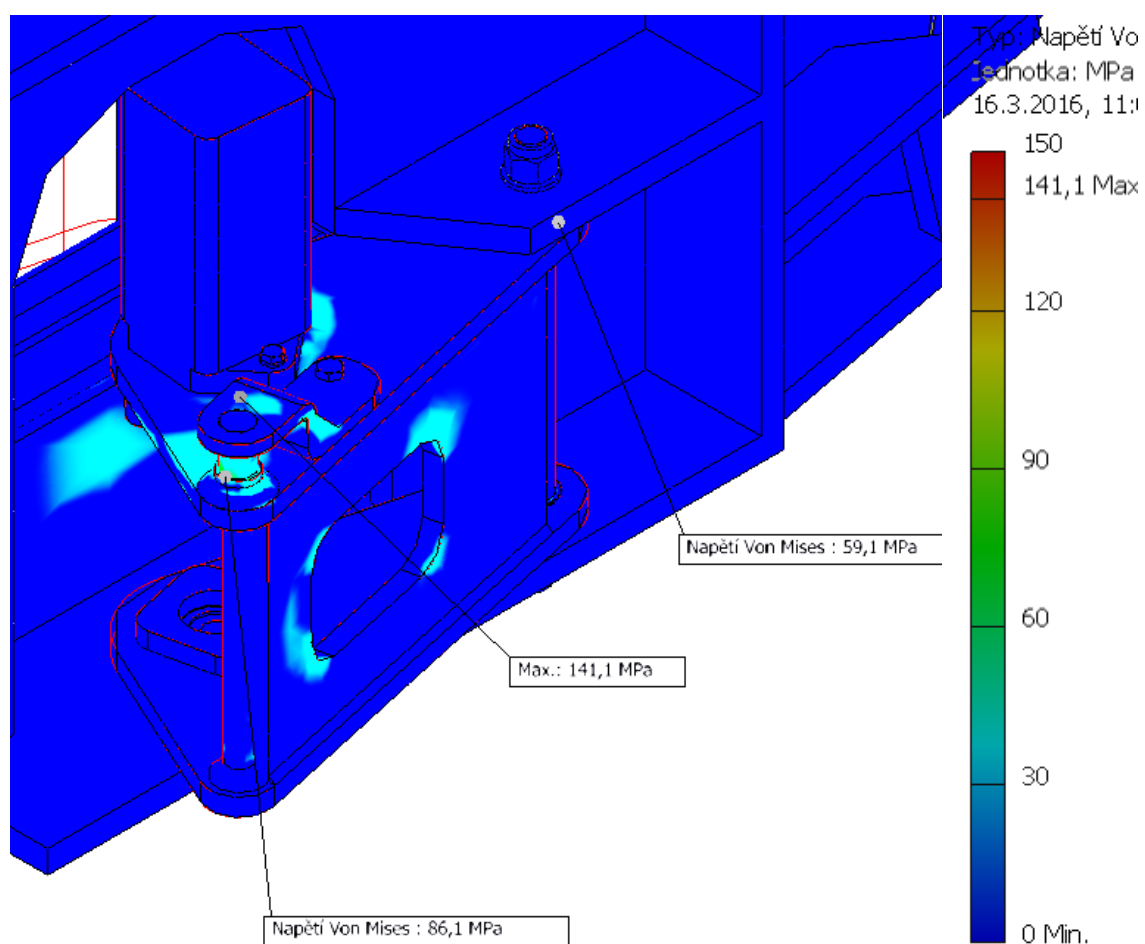
Sestava je rozdělena do 3 nezávislých komponent, kolejnice, pozice [2], čelisti, pozice [8] a pevného těla stroje, pozice[3].

Zatížení 19130 N od hydraulického válce v místě jeho čepu, pozice [40]. Viz obr. 33.

Zatížení 5433,024 N od tahu hydromotoru do místa pastorku. Viz obr. 33.



Obr. 33 Umístění sil pro MKP simulaci



Obr. 34 MKP analýza konstrukčního uzlu přítlačných čelistí

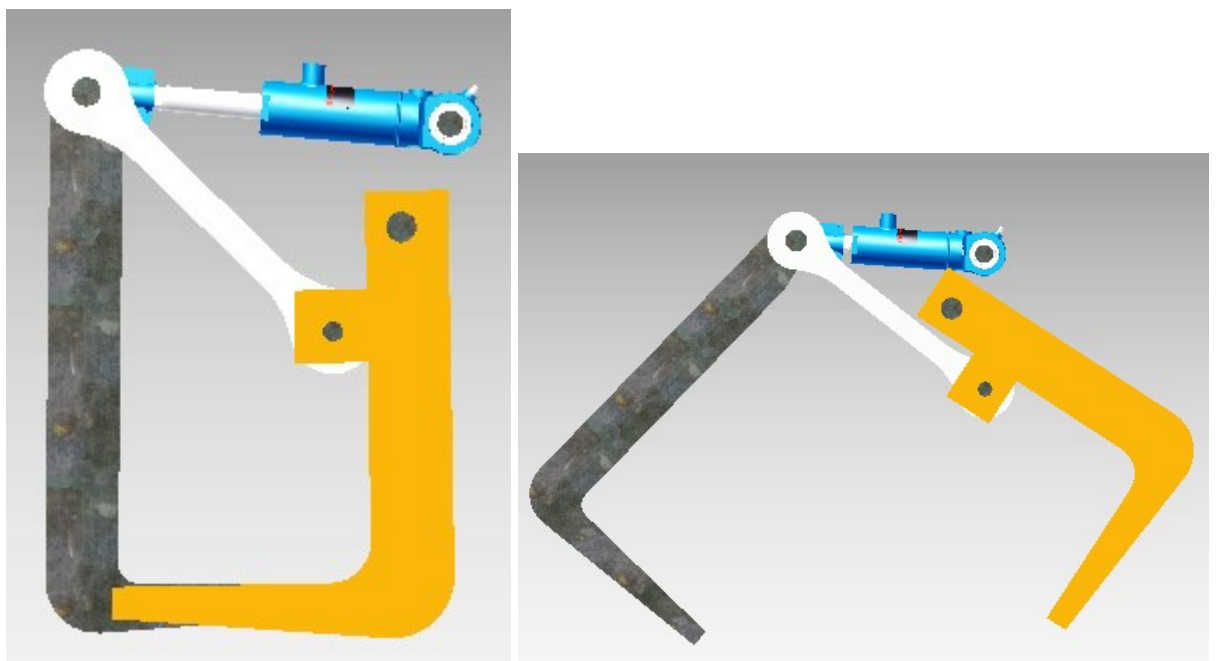
Nejvyšší namáhání se projevilo na podpěrné konzoli, pozice [49]. Tento konstrukční uzel vyhovuje.

3.3. Zařízení pro nabrání jednoho kusu kolejnice (háků)

3.3.1. Řešení s jedním hydraulickým válcem



Obr. 35 Náhled na uložení a mechanismus háků z videa



Obr. 36 Návrh mechanismu nabírání kolejnic

Použil jsem rozměry odměřené z fotografie

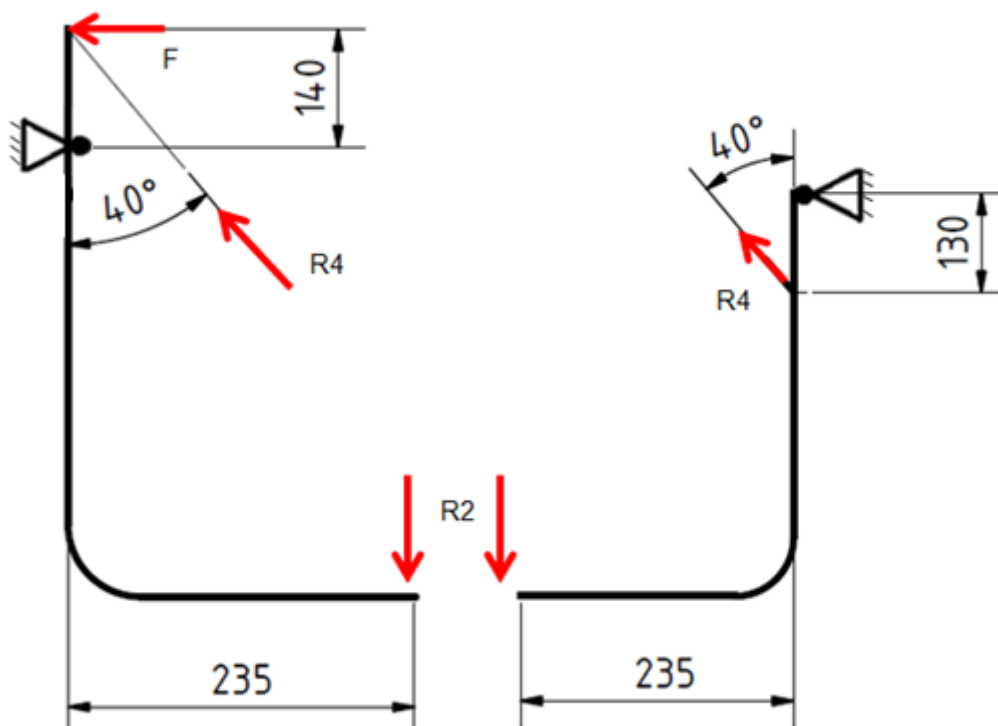
Výpočet potřebného hydraulického válce.

První hák (vpravo) bude v první chvíli přenášet celou váhu sám

Z grafu 1 je zřejmé že reakce v této chvíli bude dosahovat $R_2=10866,11 \text{ N}$

$$R_4 = \frac{R_2 \cdot 235}{130 \cdot \sin 40} = 30558,12 \text{ N} \quad (23)$$

$$F = R_4 \cdot \sin 40 = 19642,38 \text{ N}$$



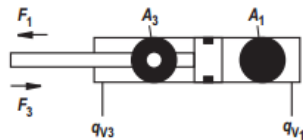
Obr. 37 Schéma zatížení háků

Druhý (levý) hák má pouze opěrnou funkci.

Volím hydraulický válec o minimální síle 30 kN.

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F ₁ kN		Traction force ¹⁾ F ₃ kN		Flow at 0.1 m/s ²⁾		Max. available stroke length mm
	at a nominal pressure of			Piston A ₁ cm ²	Ring A ₃ cm ²	at a nominal pressure of		at a nominal pressure of		Off q _{V1} l/min	On q _{V3} l/min	
	160 bar	250 bar				160 bar	250 bar	160 bar	250 bar			
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	5,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	196,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
	–	80	1,69		72,42	–	306,64	–	181,04		43,45	
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



Obr. 38 Volba hydraulického válce pro mechanismus háků

Volím hydraulický válec CDL2MP5_40_25_90D1X_B11CKUM_W_W_K0_V

Literatura [3]

Volba průměru závěsného čepu podle střihu, pozice [29]. Materiál 16MnCrS5 (14 220) s mezí kluzu 590 MPa a dovoleným napětím ve střihu 177 MPa viz rovnice (12)

$$\frac{F}{S} > \tau_{dov} \quad (24)$$

$$S > \frac{F}{\tau_{dov}} = \frac{10866}{177} = 61,39 \text{ mm}^2$$

$d > 8,84 \text{ mm}$, volím 30 mm

Kontrola na otláčení

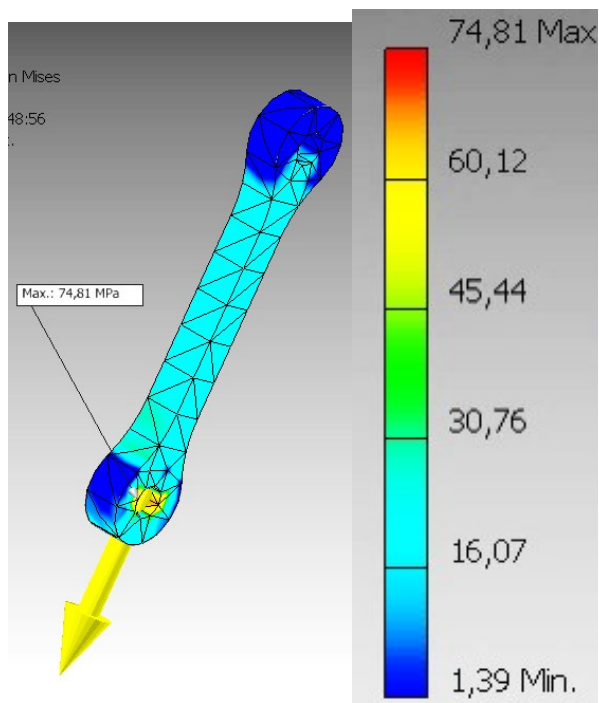
$$\frac{F}{S} = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{10866}{30 \cdot 75} = 4,829 \text{ MPa} < \sigma_{dov} \quad (25)$$

Čep vyhovuje.

3.3.2. Kontrola táhla

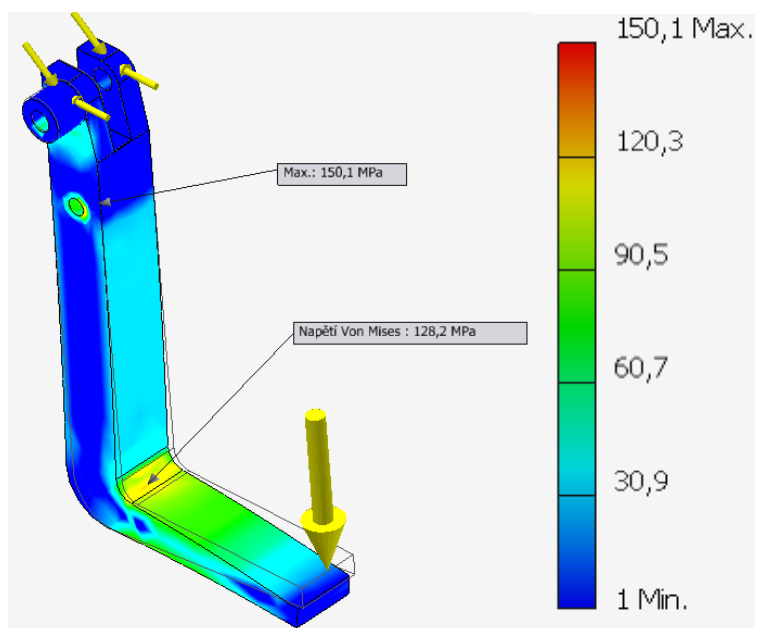
Jde o jednoduchou MKP analýzu táhla háků

Zatížení $R_4 = 30554 \text{ N}$ dle obrázku a pevná vazba v horním oku.

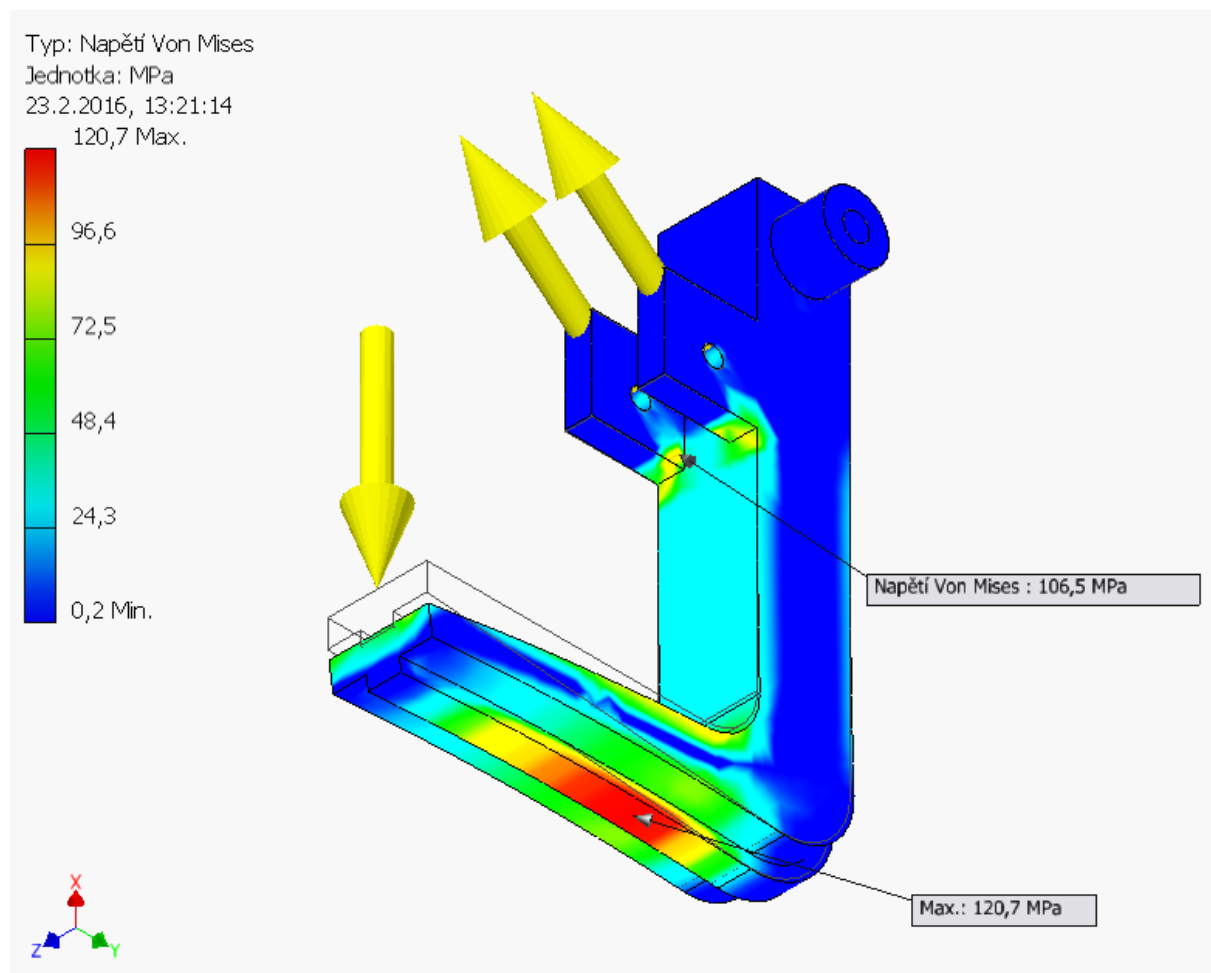


Obr. 39 Kontrola táhla pomocí MKP

3.3.3. Kontrola háku



Obr. 40 kontrola háku pomocí MKP (tlak hydraulického válce)

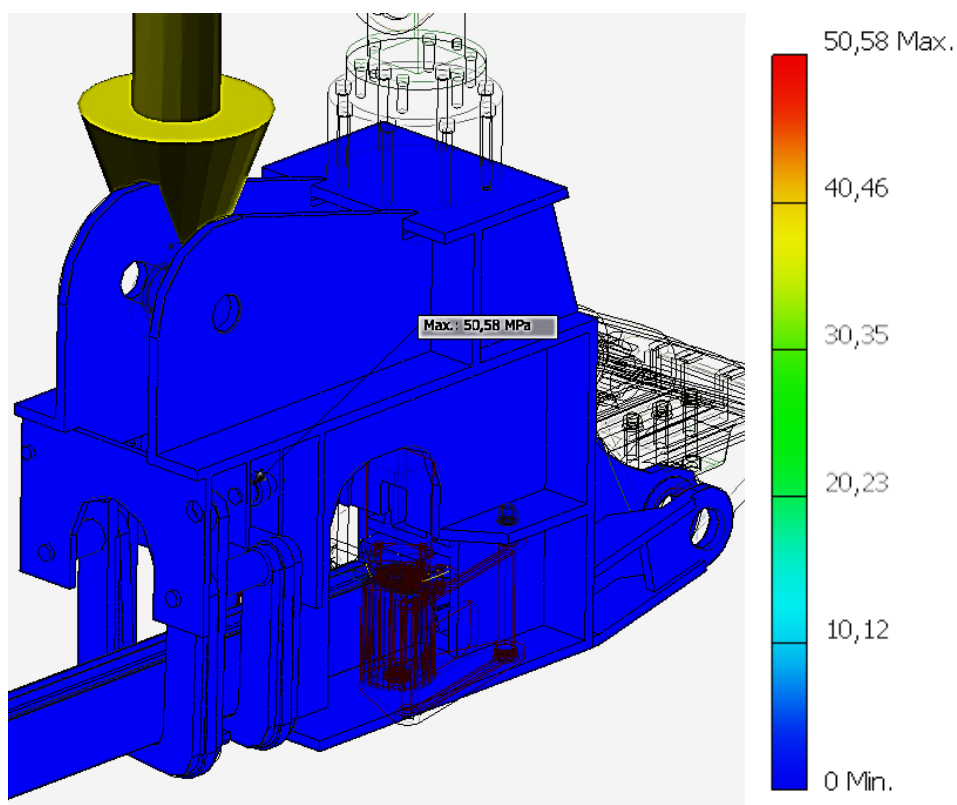


Obr. 41 kontrola nejvíce namáhaného háku pomocí MKP

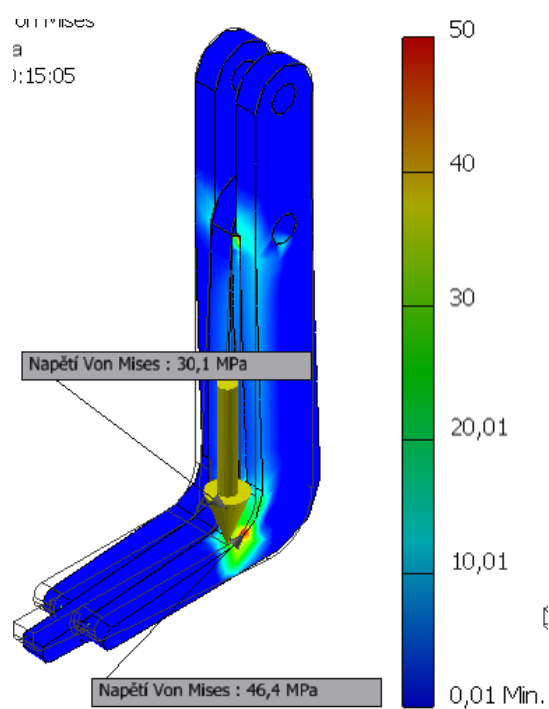
Z důvodu nutnosti použití masivních dílů pro splnění pevnostních mezí volím řešení háků pomocí dvou hydraulických válců a tedy i nezávislost háků. Toto řešení napomůže snížení napětí i rozměrů háků. Háky budou mít tvar jako levý hák z obrázku 40.

Řešení háků pomocí dvou hydraulických válců

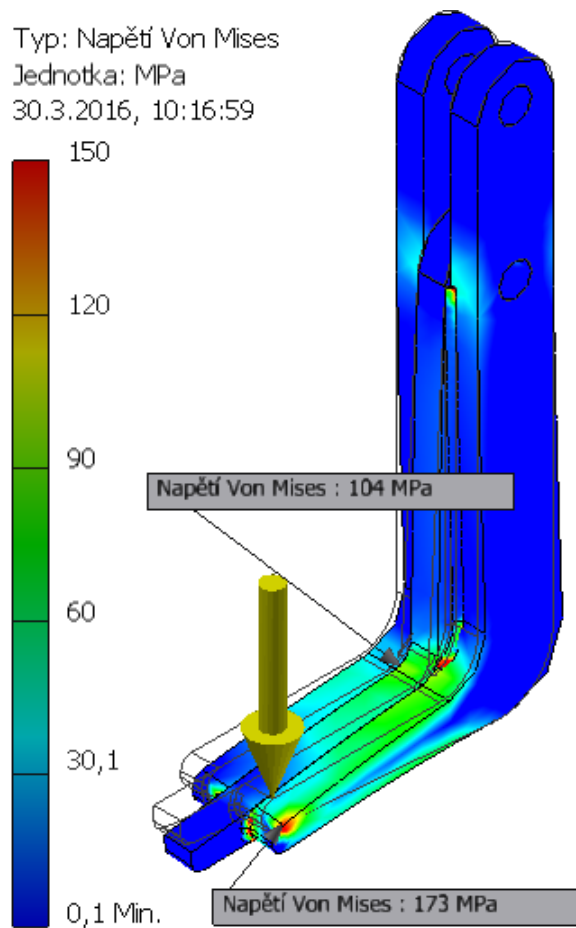
Budou použity dva výše uvedené hydraulické válce CDL2MP5_40_25_90D1X_B11CKUM_W_W_K0_V, jeden pro středový hák a druhý pro dva krajní háky, pozice [21].



Obr. 42 MKP analýza zatížení rámu stroje od váhy kolejnice (zatíženo gravitací)



Obr. 43 MKP analýza háku zatíženého u zaoblení (pata kolejnice je u zaoblení)



Obr. 44 MKP analýza háku zatíženého u zaoblení (pata je u zaoblení) a 3D model dvojháku

Druhý hák dvojháku má jen podpěrnou funkci a nebude přenášet velké zatížení.

3.4. Uchycení a rotátor

Celkové zatížení rotátoru 2100 kg

- Váha lamače 1800 kg + provozní kapaliny
- Váha kolejnice 300 kg

Volím INDUSTRIAL ROTATOR CPR8-01

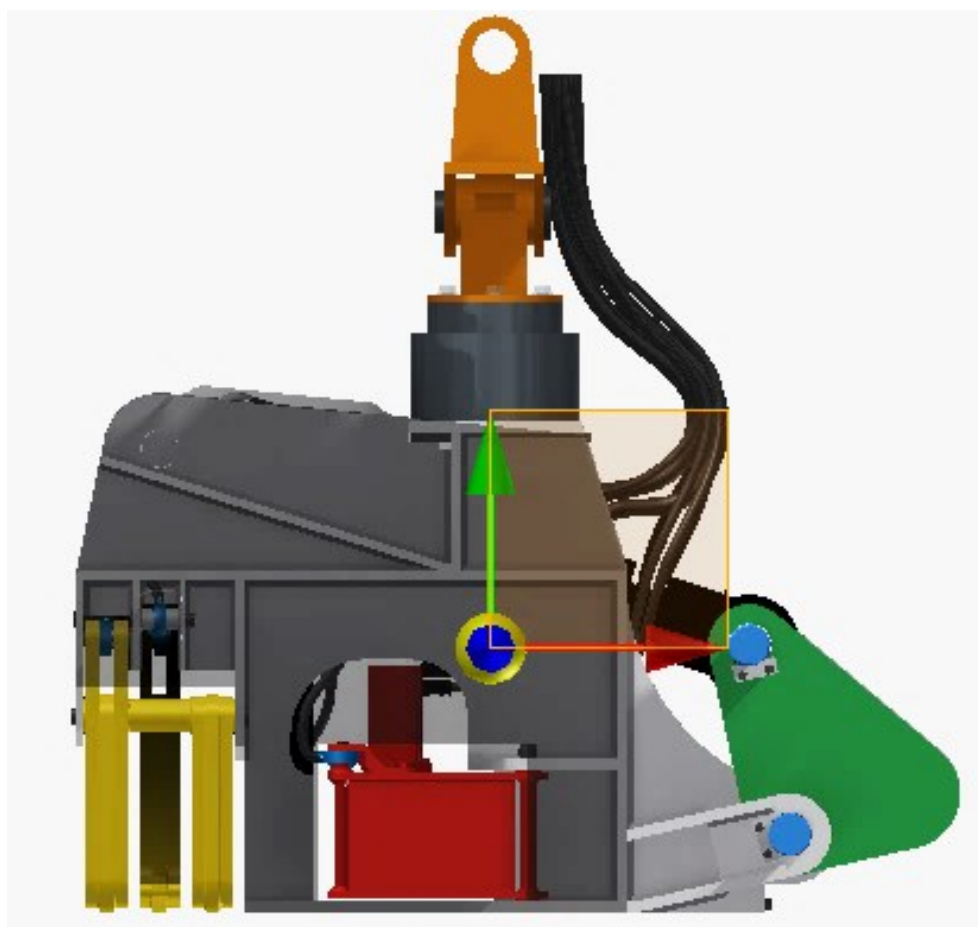
Literatura [4]

Technical data

Rotation	Unlimited
Max axial load	± 80 kN [17985 lbf]
Max radial load	60 kN [13489 lbf]
Moment of deflection	24 kNm [17701 lb ft]
Torque at 25 Mpa	3000 Nm [2213 lb ft]
Rated displacement	832 cm ³ /rev. [50.8 in ³ /rev.]
Rotation speed	max 30 rpm
Oil duct area for grapple	150 mm ² [0.232 in ²]
Weight	99 kg [217 lb]

Obr. 45 technická data rotátoru CPR8-01

Rotátor jsem umístil 4 mm vpravo (dopředu) od těžiště prázdného stroje



Obr. 46 Těžiště prázdného stroje

4. Výkon stroje

Požadovaný výkon cca $7 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$

Jaký minimální průtok je požadován k dosažení požadovaného výkonu.

$$7 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1} = 117 \text{ kg} \cdot \text{min}^{-1}$$

250 mm kolejnice, váží 15 kg

Jeden lom musím tedy zlomit za 7,8 s

Strojový čas se skládá z

- **Posuv kolejnice o 250 mm**

Motor 30 ot/min, pastorek 130 mm, obvod 408,4 mm.

$$\frac{408,4}{250} = 0,61 \text{ otáčky} \quad (26)$$

30 otáček za 60 s, 0,61 otáček za 1,22 sekundy

- **Co 5000 mm volím nakládání 30 sekund. To dělá poděleno 1,5 sekundy na každý lom**

Ulomení

Zdvih válce je 400 mm minimální doba vysunutí tedy 0,72 s

Čas k dispozici $7,8 - 1,22 - 1,5 = 4,9 \text{ s}$

Volím dobu vysunutí válce 3,08 s

Podle tabulky na obrázku 16

73,59 l/min na 0,1 m/s

0,4 m za 3,08 s

$$\frac{0,4 \cdot 73,59}{3,08 \cdot 0,1} = 95,57 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0,09557 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad (27)$$

- **Návrat válce**

Zdvih válce je 400 mm minimální doba vysunutí tedy 0,72 s

Čas k dispozici $7,8 - 1,22 - 1,5 - 3,08 = 1,82$ s

43,45 l/min na 0,1 m/s 0,4 m za 1,82 s

$$\frac{0,4 \cdot 43,45}{1,82 \cdot 0,1} = 95,49 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0,09549 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \quad (28)$$

Pro dosažení potřebného výkonu je zapotřebí minimální průtok 96l/min

5. Technický popis

V technickém popise se odkazují na pozice výkresů URB0080-DIP-S01

Navrhl jsem stroj, který je schopen lámat kolejnice UIC 60, R65 a menší, o jakémkoliv materiálu běžně používaném k výrobě kolejnic na minimální délku 250 mm. Pro lámání žlábkových ani jinak tvarovaných kolejnic není stroj uzpůsoben a bylo by nutné schopnost stroje ověřit. Minimální poloměr běžně vyráběných kolejnic je 150m. Stroj dokáže lámat kolejnice až do poloměru 40 metrů a o maximální doporučené délce 5 metrů.

Stroj se skládá ze tří základních podskupin, tlačného nosu [1], dvou přítlačných čelistí [8] a [30] a nakládacích háků [26] a [27]. Vše je osazeno na svařované konstrukci z plechů 20 mm [3]. Viz také obrázek 12.

O nakládání kolejnice do stroje se stará dvojice háků svařených z plechu 25mm [68],[69] a [72]. Háky nejsou mechanicky spojeny, usazeny na hřídelích [29]. O pohon háků se starají dva hydraulické válce REXROTH CDL2MP5_40_25_90 [21]. Válec je umístěn na čepech [9] a [28]. Část čepu kde dochází ke kontaktu s háky, bude mazána plastickým mazivem.

Po naložení kolejnice háky, vtáhnou pastorky [42] přítlačných čelistí kolejnici dále do stroje na požadovanou lámanou délku. Přítlak čelistí zajišťuje hydraulický válec REXROTH CDL2MP5_40_25_90D1X [11] umístěn na hřídelích čelistí [40] a zajištěn konzolou [49]. Pastorky pohání hydromotory MS100 [44]. Pastorek je usazen na kuličkových ložiscích 16011 a 6005 [46] a [43]. Celá sestava čelisti je umístěna na kluzných ložiscích CSN 02 3481 - B - 30x38x20 [53]. Hydromotor je montován šrouby M8 x 45 [48] skrz tělo čelisti [39] do ložiskového domku [45] což zajistí dokonalou souosost.

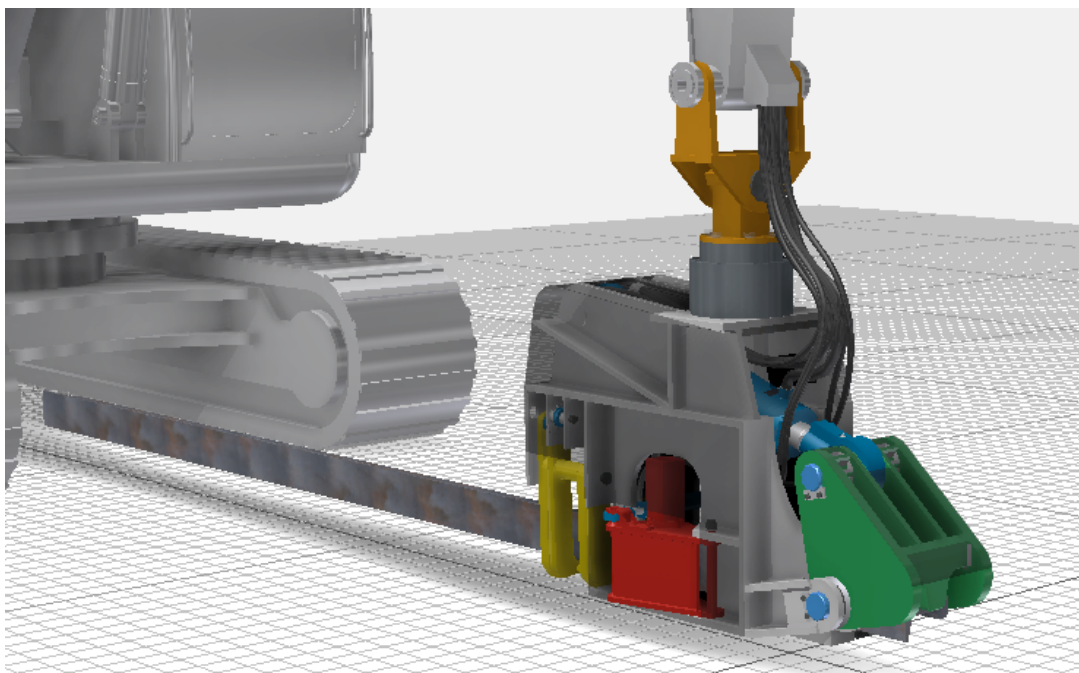
Zlomení kolejnice po nastavení lámané délky vykoná tlačný nos. Ten se otáčí na dvou kluzných ložiscích DIN 1850 - N - 80 x 100 x 63 [25] a čepech 80 mm [5]. Nos je svařen s plechů 35 a 20 mm a vyztužen žebry 10 mm. Styk s kolejnicí zajišťuje vyměnitelný tlačný element [63] zajištěný šrouby M20 x 130 mm do těla tlačníku [62]. Při lámání je kolejnice opírána opěrami [7], tyto opěry zároveň slouží jako vedení kolejnice při posuvu do stroje. Opěry jsou montovány šrouby M20 x 90 [19] do společné montážní desky [22]. Hlavní hydraulický válec k lámání jsem použil CDL2MP5_125_80_600 [10], válec je umístěn na čepech 80 mm. [4] a [6]. Všechny čepy jsou zajištěny jistíci vložkami [32] a šrouby [33].

Pro pohon hydraulických komponent volím pružné hadice. K hlavnímu hydraulickému válci volím hadice o vnitřním průměru 1 palec, k ostatním hydraulickým komponentem volím hadice o vnitřním průměru 0,5 palce. Volbu jsem provedl na základě doporučení výrobcem komponent podle katalogových listů. Hydraulické válce na pohon vidlí budou pracovat spojitě, stejně tak hydraulické motory. K rozdělení proudu použiji rozdělovač: Koleno ISO 4144 o vnitřním průměru 0,5 palce, popřípadě podobné vhodné.

Stroj je umístěn na mobilním nakladači nebo podobném stavebním nebo jeřábovém hydraulickém stroji s hydraulickými obvody s průtokem větším než 96 l/min a tlakem 250 bar. O natáčení stroje se stará hydraulický rotátor CPR8-01 o nosnosti až 80 kN. Rotátor je umístěn 4 mm od těžiště stroje pro vytvoření náklonu pro jednodušší naložení kolejnice a uchycen osmi šrouby M16 x 180 [20] do společné montážní desky [23]. Náklon je umožněn díky kloubovému závěsu [13], [15] a čepu [16]. Model Caterpillar 320D je stažen [12]

Technické údaje stroje

- Rozměry ve složeném stavu:	Výška 1623 - 1752 mm
	Šířka 608 - 831 mm
	Délka 1610 - 1692 mm
- Minimální průtok pro dosažení 7 t·hod ⁽⁻¹⁾ :	96 l/min
- Maximální velikost kolejnice:	R65
- Doporučená maximální délka kolejnice:	5 metrů
- Minimální poloměr kolejnice:	40 metrů
- Hmotnost stroje bez kapalin a kolejnice:	1737,2 kg
- Minimální lámaná délka	250 mm



Obr. 47 Celkový pohled na lamačku na nakladači.

6. Seznam použité literatury

- [1] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- [2] Patenty URL: www.google.com/patents
- [3] Hydraulika Rexroth Bosch URL: <http://www.boschrexroth.com/cs/cz/>
- [4] Rotátory URL: www.rotatory.cz
- [5] Stránky výrobce ZATO URL: <http://www.zato.it/usato/page/3/>
- [6] Webový výpočetní program, vlastnosti látek URL: Ekonstrukter.cz
- [7] Velkoobchod s hutním materiálem Feron a.s. URL: Feron.cz
- [8] Otevřená encyklopedie URL: wikipedia.cz
- [9] Manipulátor Fuchs MHL360 URL: <http://www.terex-fuchs.com/>
- [10] Model Caterpillar 320D URL: GrabCAD.com

7. Závěr

Navrhl jsem zařízení pro lámání kolejnic pomocí hydraulického válce. Rozměry a tvary jsem odečetl z fotografií, potřebné funkční díly jsem propočítal a zvolil potřebné hydraulické válce. Výpočtová část se skládá ze tří částí. Výpočtu části pro lámání kolejnic, části pro posuv kolejnice do stroje a část pro nakládání kolejnic do stroje. Pro lámací část jsem vytvořil MKP analýzu a upravoval tvary a rozměry dokud nebyla splněna podmínka ulomení kolejnice. Pro výpočet posuvových motorů jsem vytvořil graf závislosti třecí síly na posuvu kolejnice do stroje. Pro výpočet části nakládání do stroje jsem vytvořil schémata zatížení. Namáhané konstrukční díly jsem staticky propočítal, následně pak pomocí MKP tyto výpočty překontroloval.

Stroj je schopen lámat kolejnice S49 i UIC 60 a jiné o menších rozměrech. Maximální délka kolejnice k lámání, se kterou jsem uvažoval, byla 5 metrů.

8. Seznam příloh

- **Výkres URB0080-DIP-S01 2x A0**
- **Příloha A**

Nevyhovující komponenty

Čep otáčení 70mm

Ložisko DIN 1850 - N – 70 x 85 x 40

- **Příloha B**

Ložisko DIN 1850 - N – 70 x 85 x 40 při zatížení 218kN

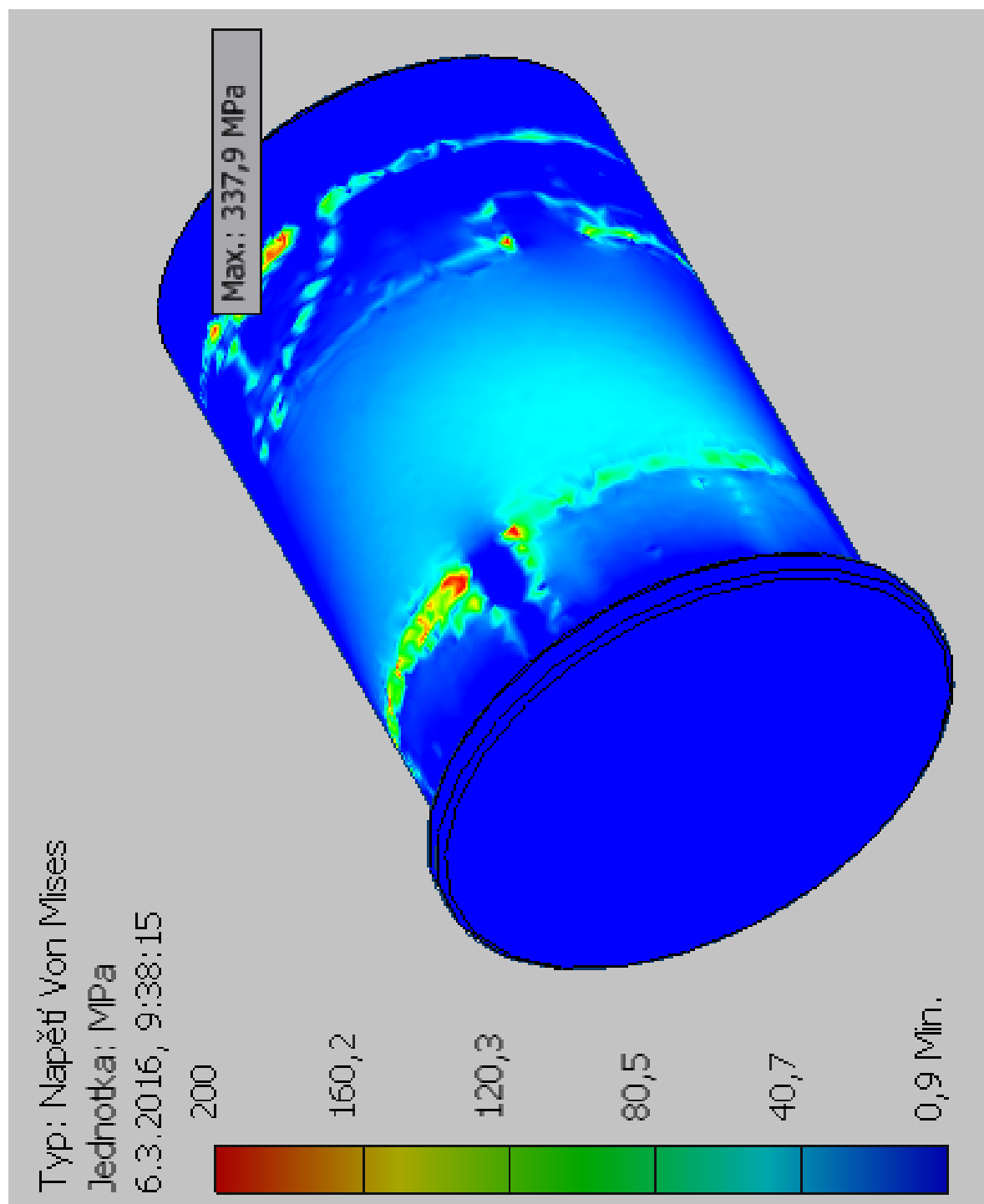
Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce doc. Dr. Ing. Ladislavovi Kováři za ochotu a užitečné rady při odborných konzultacích.

Příloha A

Nevyhovující komponenty

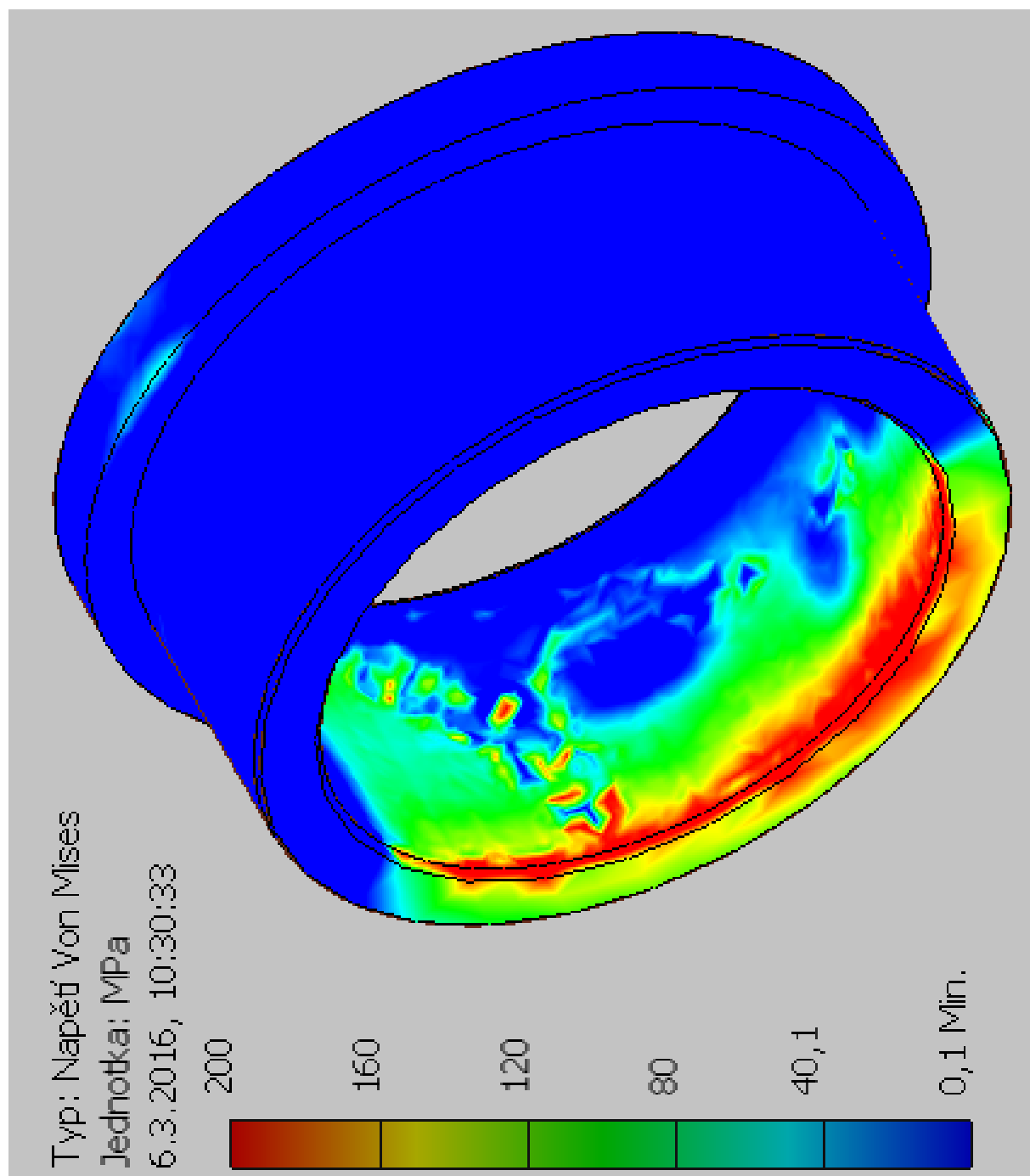
Čep otáčení 70mm



Příloha A

Nevyhovující komponenty

Ložisko DIN 1850 - N – 70 x 85 x 40



Příloha B

Ložisko při zatížení 218kN

